

Antriebskonzepte für miniaturisierte Pumpen

Dissertation

zur

Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik
der Universität Rostock

vorgelegt von

Arne Sommerfeld, geb. am 02. August 1975 in Neubrandenburg
aus Neubrandenburg

Rostock, April 2010

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. K.-H. Hirschmann

Prof. Dr.-Ing. H. Seitz

Dr.-Ing. G. Vögele

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. K.-H. Hirschmann, Universität Rostock, Fakultät für Maschinenbau und
Schiffstechnik, Lehrstuhl für Getriebe-/Antriebstechnik

Prof. Dr.-Ing. H. Seitz Universität Rostock, Fakultät für Maschinenbau und
Schiffstechnik, Lehrstuhl für Fluidtechnik und
Mikrofluidtechnik

Dr.-Ing. G. Vögele HNP Mikrosystem GmbH

Verteidigungsdatum: 28.01.2010

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner fast fünfjährigen Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Getriebe- und Antriebstechnik der Universität Rostock, Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik. Teile der Arbeit wurden vom Bundesministerium für Bildung und Forschung (Förderkennzeichen: 03 i 4907) gefördert.

Das während dieser Zeit entwickelte Pumpenkonzept ist unter der Veröffentlichungsnummer DE 10 2005 044 904 A1 beim Deutschen Patent- und Markenamt mit dem Offenlegungsdatum vom 15.03.2007 patentiert und wurde mit dem fünften Platz beim Ideenwettbewerb „venturesail 2005“ prämiert.

Herrn Prof. Dr.-Ing. K.-H. Hirschmann möchte ich besonders dafür danken, dass er mir bei der Durchführung dieser Arbeit ein hohes Maß an Eigenverantwortlichkeit einräumte, den Fortgang der Arbeit stets unterstützte und mir mit Rat und Tat zur Seite stand.

Mein Dank gilt ebenfalls Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Seitz für sein entgegengebrachtes Interesse an der Arbeit und deren Begutachtung.

Ebenso danke ich auch Herrn Dr.-Ing. Vögele für die Übernahme der Begutachtung dieser Arbeit.

Darüber hinaus gilt mein besonderer Dank Herrn S. Barten, der mit seiner bemerkenswert guten und konstruktiven Zusammenarbeit in diesem Projekt zum Erfolg beitrug. Durch das entstandene freundschaftliche Verhältnis wurden die häufigen langen Abende am Lehrstuhl entspannter.

Nicht zuletzt durch die positive Stimmung und die Unterstützung an der Fakultät konnte ich diese Arbeit erfolgreich durchführen. Hierfür danke ich allen ehemaligen Mitarbeitern. Praktische Unterstützung bei der Herstellung der Funktionsmuster fand ich stets bei den Mitarbeitern der mechanischen Werkstatt des Lehrstuhls für Getriebe- und Antriebstechnik und der Werkstofftechnik der Universität Rostock. Weiterhin gilt mein Dank den Studenten, die an der Entwicklung der verschiedenen Dosierpumpen beteiligt waren.

Zum Abschluss möchte ich ganz besonders meiner Familie danken, die mich während der Dissertation motivierte und unterstützte.

Inhaltsangabe

Formelzeichen und Abkürzungen	iii
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Entwicklungsziele.....	1
1.3 Vorgehensweise	2
2 Stand der Wissenschaft und Technik	4
2.1 Die Hubkolbenpumpe.....	4
2.2 Beschreibung geeigneter Antriebskonzepte	5
2.2.1 Antrieb mit mechanischer Energie durch einen Kurbeltrieb	6
2.2.2 Antrieb mit elektrischer Energie.....	8
2.2.2.1 Antrieb durch Kopplung von Spule und Dauermagnet	8
2.2.2.2 Antrieb nach dem Reluktanzprinzip	10
2.2.2.3 Piezoelektrischer Antrieb	11
2.2.3 Hydraulischer Antrieb	11
2.3 Auswahl des Antriebskonzeptes	12
2.4 Funktionsweise piezoelektrischer Materialien	13
2.4.1 Piezoelektrischer Effekt.....	14
2.4.2 Aufbau der Piezokeramik	14
3 Anforderungen und Lösungsansätze.....	17
4 Elektromagnetisch angetriebene Hubkolbenpumpe	23
4.1 Aufbau und Funktionsweise	24
4.2 Dimensionierung der Dosierpumpe	26
4.3 Funktionsmuster und elektrische Ansteuerung.....	28
4.3.1 Elektrische Ansteuerung.....	29
4.4 Der magnetische Kreis.....	33
4.4.1 Aufbau.....	33
4.4.2 Spule.....	34
4.4.3 Eisenrückschluss und Anker	35
4.4.4 FEM Simulation.....	36
4.4.4.1 Modellbildung	37
4.4.4.2 Berechnung der Dosierpumpe V.1.....	39
4.4.4.3 Entwicklung und Berechnung der Dosierpumpe V.2	44
4.4.4.4 Entwicklung und Berechnung der Dosierpumpe V.3.....	49
4.4.5 Messung der Kolbenkraft.....	52
4.5 Messungen	55
4.5.1 Messung der Kolbengeschwindigkeit.....	55
4.5.2 Messung der Kolbenanschläge	56
4.6 Die Ventile als Steuerorgane.....	59
4.6.1 Funktion und Aufbau	59

4.6.2	Geometrie des Plattenventils.....	60
4.6.3	Eigenfrequenz der Vorzugsvariante	63
4.6.4	Fluidische Eigenschaften des Plattenventils	63
4.6.5	Lebensdauer des Plattenventils.....	67
4.7	Messung der fluidischen Eigenschaften der Dosierpumpe	68
4.8	Entwicklungsverlauf und weiterer Entwicklungsbedarf	69
5	Dosierpumpe mit piezoelektrischem Antrieb	71
5.1	Kurzbeschreibung	71
5.2	Aufbau der Piezodosierpumpe	72
5.2.1	Geometrische Auslegung	74
5.3	Verstärker	75
5.4	Der Stapeltranslator	75
5.4.1	Beschreibung des Stapeltranslators P-010.40H	75
5.4.2	Messungen am Stapeltranslator	76
5.5	Eigenfrequenzen.....	80
5.5.1	Eigenfrequenz des Antriebs	80
5.5.2	Eigenfrequenzen der Ventile	81
5.6	Die Piezodosierpumpe	82
5.6.1	Förderdruckverhalten	83
5.6.2	Ansaugverhalten	85
5.6.3	Kegelsitzventil	95
5.6.4	Förderverhalten.....	98
5.6.4.1	Messung des Fördervolumenstromes.....	99
5.6.4.2	Messung der Förderdruck-Volumenstromkennlinien.....	102
5.6.4.3	Messung des Ansaugdrucks.....	104
5.6.4.4	Förderung mit verschiedenen Ansteuersignalen.....	105
5.7	Entwicklungsverlauf und weiterer Entwicklungsbedarf	108
6	Vergleich der Antriebskonzepte	109
7	Zusammenfassung	112
8	Summary	114
9	Quellen	116
9.1	Literaturangaben.....	116
9.2	Allgemein verwendete Literatur (nicht im Text angeführt).....	117
9.3	Firmen	117
10	Abbildungs- und Tabellenverzeichnis.....	118
10.1	Abbildungen.....	118
10.2	Tabellen.....	121

Formelzeichen und Abkürzungen

Die verwendeten Formelzeichen und Abkürzungen sind im Allgemeinen an geeigneter Stelle im Text erläutert. Diese Zusammenfassung dient dem besseren Verständnis.

Formelzeichen

a_{Med}	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$	Beschleunigung des Fördermediums
A	$[\text{mm}^2]$	Querschnittsfläche des Magnetkreisabschnitts
A_{Einlass}	$[\text{mm}^2]$	Einlassquerschnittsfläche vom Kegelsitzventil
A_{K1}	$[\text{mm}^2]$	große Kolbenfläche
A_{K2}	$[\text{mm}^2]$	kleine Kolbenfläche
A_{Leitung}	$[\text{mm}^2]$	Querschnittsfläche der Ansaugleitung
A_{magn}	$[\text{mm}^2]$	magnetisch wirksame Kolbenfläche
A_{Spule}	$[\text{mm}^2]$	Querschnittsfläche der Spule
B	$[\text{T}]$	magnetische Induktion
c	$\left[\frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$	Federkonstante
d	$[\text{mm}]$	Innendurchmesser der Saugleitung
D	$[\text{mm}]$	Kolbendurchmesser
D_{Einlass}	$[\text{mm}]$	Durchmesser Einlassbereich Kegelsitzventil
D_{F1}	$[\text{mm}]$	großer Durchmesser Kolbenfederraum
D_{F2}	$[\text{mm}]$	kleiner Durchmesser Kolbenfederraum
D_{K1}	$[\text{mm}]$	großer Kolbendurchmesser
$D_{K1\text{tat}}$	$[\text{mm}]$	tatsächlich wirkender großer Kolbendurchmesser
D_{K2}	$[\text{mm}]$	kleiner Kolbendurchmesser
D_{magn}	$[\text{mm}]$	äquivalenter magnetischer Kolbendurchmesser
E	$\left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$	Elastizitätsmodul
F	$[\text{N}]$	Kraft
F_a	$[\text{N}]$	Beschleunigungskraft
F_{Druck}	$[\text{N}]$	Druckkraft
F_K	$[\text{N}]$	Kolbenkraft
F_{magn}	$[\text{N}]$	Magnetkraftkraft
$F_{\text{piezo_druck}}$	$[\text{N}]$	Druckkraft des Piezostapeltranslators
$F_{\text{piezo_zug}}$	$[\text{N}]$	Zugkraft des Piezostapeltranslators
f_0	$[\text{Hz}]$	Eigenfrequenz
f_{anst}	$[\text{Hz}]$	Ansteuerfrequenz der Pumpe
$f_{\text{förd}}$	$[\text{Hz}]$	Förderfrequenz der Pumpe
H	$\left[\frac{\text{A}}{\text{m}} \right]$	magnetische Feldstärke

H_K	$\left[\frac{A}{m} \right]$	magnetische Koerzitivfeldstärke ($B=0$)
h_{Medium}	[m]	Steighöhe
h_{Tank}	[m]	Höhendifferenz zwischen Pumpe und Tank
I	[A]	Stromstärke
i	[A]	Stromstärke zur Zeit t [s] nach dem Einschalten
J_S	$\left[\frac{A}{m^2} \right]$	Stromdichte
l	[mm]	Länge des Magnetkreisabschnitts
l	[mm]	Länge der Saugleitung
k	[mm]	Rohrrauigkeit
L	[H]	Induktivität
m	[kg]	Masse
m_{Med}	[kg]	Masse des bewegten Fördermediums
m_{Ventil}	[kg]	Masse des Ventilkörpers
M	[Nm]	Drehmoment
n	[-]	Anzahl der Wicklungen
n	[-]	Polytropenexponent
n	[min ⁻¹]	Drehzahl
N	[-]	Lastspielzahl
p	[bar]	Druck
p_{DS}	[bar]	Förderdruck
p_{max}	[bar]	maximaler Förderdruck
$p_{\text{max_Vh1}}$	[bar]	maximaler Förderdruck im großen Hubraum V_{h1}
$p_{\text{max_Vh2}}$	[bar]	maximaler Förderdruck im kleinen Hubraum V_{h2}
p_{ss}	[bar]	Druck Saugseite
p_{Vh1}	[bar]	Druck im großen Hubraum V_{h1}
p_{Vh2}	[bar]	Druck im kleinen Hubraum V_{h2}
P_{max}	[W]	elektrische Maximalleistung
Q	[ml/h]	Fördervolumenstrom
Q_{nenn}	[ml/h]	Nennfördervolumenstrom bei $p_{DS} = 0$ bar
r	[mm]	Kurbelradius
R	[Ω]	elektrischer Widerstand
Re	[-]	Reynoldszahl
R_m	$\left[\frac{A}{V \cdot s} \right]$	magnetischer Widerstand
s	[mm]	Kolbenhub
t_{Hub}	[s]	Hubzeit
t_i	[s]	Impulszeit
t_r	[s]	Ruhezeit
$t_{\text{rück}}$	[ms]	Zeit für Rückhub
t_{vor}	[ms]	Zeit für Vorhub

T	[°C]	Temperatur
T	[s]	Periodendauer
T _s	[s]	Periodendauer Ansteuerimpuls
T _c	[°C]	Curie-Temperatur
U	[V]	Spannung
v	$\left[\frac{\text{mm}}{\text{s}} \right]$	Geschwindigkeit
v _{Einlass}	$\left[\frac{\text{mm}}{\text{s}} \right]$	Strömungsgeschwindigkeit im Einlass des Kegelsitzventils
v _K	$\left[\frac{\text{mm}}{\text{s}} \right]$	Kolbengeschwindigkeit
V	[mm ³]	Arbeitsraum
V _h	[mm ³]	Hubraum
V _{h1gef}	[mm ³]	tatsächlich gefördertes Volumen des Hubraums V _{h1}
V _{h1}	[mm ³]	Hubraum großer Kolbenquerschnitt
V _{h2}	[mm ³]	Hubraum kleiner Kolbenquerschnitt
V _{hx}	[mm ³]	Hubraum in Kolbenstellung x
V _s	[mm ³]	Schadraum
V _{s_red}	[mm ³]	Schadraum, reduziert
V _{tat}	[mm ³]	tatsächlich wirksamer Hubraum
V _{theor}	[mm ³]	theoretisch wirksamer Hubraum
x _K	[mm]	Kolbenweg von OT
Δp _{Beschl}	[bar]	Druckverlust durch Beschleunigung des Fördermediums
Δp _{laminar}	[bar]	Strömungswiderstand durch laminare Rohrströmung
Δp _V	[bar]	Druckabfall über dem Kolbenventil
Δp _{VE}	[bar]	Druckabfall über dem Einlassventil
Δp _{Verlust}	[bar]	Druckabfall über der Ansaugleitung
φ	[°]	Kurbelwinkel
λ _w , λ _i	[-]	Widerstandsbeiwert
λ _s	[-]	Pleuelstangenverhältnis
η	[Pa·s]	dynamische Viskosität
η _v	[-]	volumetrischer Wirkungsgrad
μ _o	$\left[\frac{\text{V} \cdot \text{s}}{\text{A} \cdot \text{m}} \right]$	magnetische Feldkonstante μ _o = 1,257·10 ⁻⁶ $\left[\frac{\text{V} \cdot \text{s}}{\text{A} \cdot \text{m}} \right]$
μ _r	[-]	Permeabilitätszahl des Stoffes
ρ	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	Dichte des Fördermediums
τ	[s]	Zeitkonstante τ = $\frac{L}{R}$
ω	[s ⁻¹]	Kreisfrequenz
ω ₀	[s ⁻¹]	Eigenkreisfrequenz

ω_{01} $[\text{s}^{-1}]$ 1. Eigenkreisfrequenz

Abkürzungen

BNC	Bayonet Nut Connector
D-A-Wandlerkarte	Digital-Analog-Wandlerkarte
DP	Dosierpumpe
KV	Kolbenventil
NBR	Acrylnitril-Butadien-Kautschuk
OT	oberer Totpunkt des Kolbens
PME	Pflanzenölmethylester
PTFE	Polytetrafluorethylen, auch Teflon
PWM	Pulsweitenmodulation
PZT	Blei-Zirkonat-Titanat (Plumbum Zirconate Titanate)
UT	unterer Totpunkt des Kolbens

1 Einleitung

1.1 Motivation

Im Maschinenbau, der Verfahrenstechnik, der Medizin und der Biotechnik besteht ein Bedarf an Geräten, mit denen sehr kleine Stoffmengen bewegt, dosiert und verarbeitet werden können. Ein erfolgversprechender Entwicklungsansatz besteht darin, aus bekannten Maschinen und Geräten unter Beibehaltung des Funktionsprinzips durch so genanntes Down-Scaling miniaturisierte, mechatronische Produkte abzuleiten. Wegen der notwendigen Anpassung an den kleineren Leistungsbedarf ist meist eine völlige Neuentwicklung erforderlich.

In dieser Arbeit geht es um die Entwicklung einer Dosierpumpe, deren Funktionsprinzip einem Hubkolbenverdränger aus dem klassischen Maschinenbau entspricht, die aber einen deutlich kleineren Volumenstrom erzeugt. Die bei der Entwicklung gewonnenen Erkenntnisse lassen sich bei ähnlichen Aufgabenstellungen anwenden.

1.2 Entwicklungsziele

Ziel ist die Entwicklung einer Dosierpumpe, nachfolgend auch DP genannt, mit einem Fördervolumenstrom von bis zu 630 ml/h bei einer Förderfrequenz von 50 Hz. Im konkreten Fall geht es um das Fördern und Dosieren von Kraftstoffen für Fahrzeugstand- und Zuheizungen. Die Heizungen dienen der Komfortsteigerung in Automobilen bei niedrigen Umgebungstemperaturen. Sie erwärmen unabhängig vom Motor den Fahrzeuginnenraum und befriedigen damit die Nachfrage der Kunden nach wohltemperierten Fahrzeugen im Winter.

Die Dosierpumpe ist eine Kernkomponente für die Funktion der Heizungen. Ihre Fördercharakteristik ist entscheidend für die Qualität der Verbrennung des Kraftstoffes. Eine verbesserte Verbrennung reduziert die Abgase sowie die Verbrennungsgeräusche. Dies wird über eine kontinuierlichere Zuführung des Kraftstoffes erreicht. Durch die hohe Förderfrequenz wird die Volumenstrompulsation bekannter Pumpen deutlich reduziert. Verglichen mit heute eingesetzten Dosierpumpen wird die Förderfrequenz verzehnfacht. Die Anforderungen bezüglich Förderdruck, Druckstabilität, Temperaturverhalten, Leistungsaufnahme und die Kosten reduzieren die Anzahl von geeigneten Funktionsprinzipien stark.

Die Vorteile der bekannten Hubkolbenverdränger empfehlen die Beibehaltung dieses Funktionsprinzips. Ein gravierender Nachteil der Hubkolbenpumpen ist allerdings die beim Rückhub unterbrochene Förderung, was zu einer starken Förderstrompulsation führt. Das Forschungsziel ist es deshalb das Funktionsprinzip so zu verändern, dass es möglich ist, mit

einer elektrisch angetriebenen Hubkolbenpumpe beim Vor- und Rückhub zu fördern und dadurch die Pulsation zu reduzieren.

Eine weitere Verbesserung lässt sich durch eine geführte Bewegung beim Vor- und Rückhub erreichen, die mit einem piezoelektrischen Aktor erzeugt wird.

1.3 Vorgehensweise

Die Arbeit gliedert sich einschließlich der Einleitung in 6 Kapitel, siehe Abbildung 1-1. In **Kapitel 2** wird der Stand der Wissenschaft und Technik beschrieben. Die Beschreibung umfasst die Betrachtung der Funktionsweise von Hubkolbenpumpen bei der Anwendung als Dosierpumpe. Es werden mögliche Antriebsprinzipien für die Dosierpumpe beschrieben und geeignete ausgewählt.

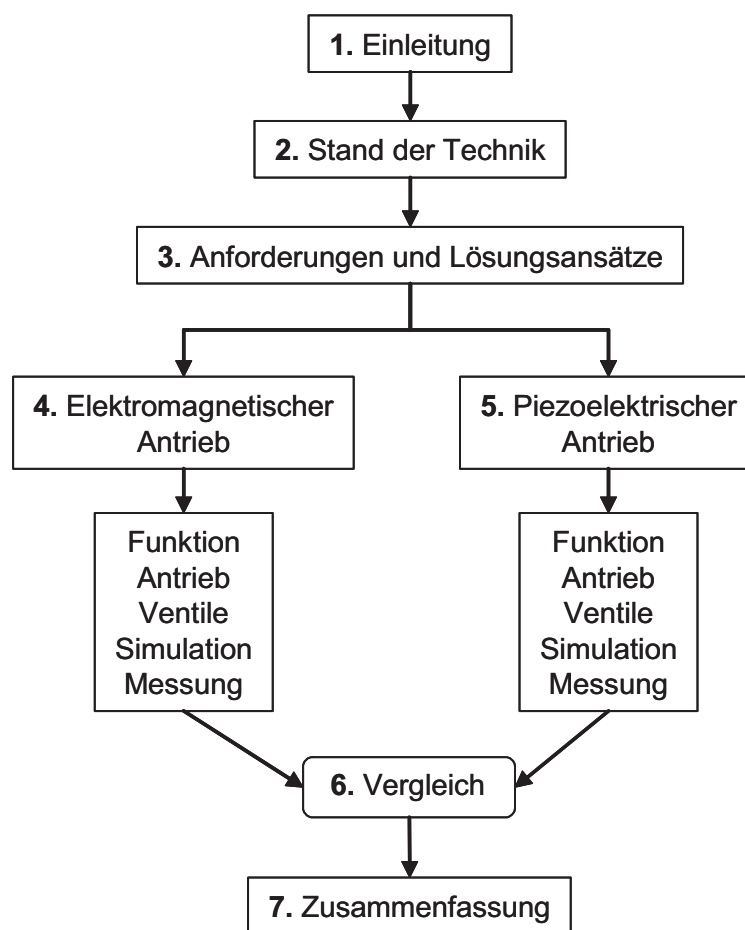


Abbildung 1-1 Gliederung

Das **Kapitel 3** stellt einleitend und unabhängig vom gewählten Antriebskonzept die Anforderungen an die Dosierpumpe dar. Für den beschriebenen Anwendungsfall werden Problemstellungen und deren Lösungsansätze aufgezeigt. Es werden die Kennwerte der zu entwickelnden Dosierpumpe festgelegt sowie zusätzlich erforderliche Funktionen diskutiert. Bei Dosierpumpen ist der erzielbare volumetrische Wirkungsgrad wichtig, je höher dieser ist, desto besser bzw. genauer ist deren Dosierung über den Arbeitsbereich. Eine Möglichkeit zur Verbesserung des volumetrischen Wirkungsgrades wird beschrieben. Das **Kapitel 4** dokumentiert die Entwicklungsschritte der elektromagnetisch angetriebenen Dosierpumpe.

Unter anderem wird dabei auf den Aufbau und die Funktionsweise eingegangen. Zentrales Thema dieses Kapitels ist die Optimierung des für den Antrieb genutzten magnetischen Kreises. Dies erfolgt zum einen durch Simulation und zum anderen an Hand von Messungen an Funktionsmustern. Neben dem elektromagnetischen Antrieb werden auch die Ventile zur Steuerung des Medienflusses untersucht. Näher wird auf das verwendete Plattenventil eingegangen, welches der saugseitigen Steuerung der Förderung dient. Diskutiert werden der Aufbau sowie die mechanischen und fluidischen Eigenschaften. Die fluidischen Eigenschaften werden in Form von Messreihen dargestellt und daraus wird eine Optimierung abgeleitet. Die mechanische Eigenschaft des Plattenventils, hier im speziellen die Lebensdauer, wird durch einen Dauerlaufversuch ermittelt. Zum Ende wird die Fördercharakteristik der Dosierpumpe an einem Messbeispiel gezeigt. Das **Kapitel 5** stellt die Entwicklung, den Aufbau und die Funktionstests mit der piezoelektrisch angetriebenen Dosierpumpe dar. Die Vorteile der geführten Bewegung des Kolbens bei Verwendung eines piezoelektrischen Stapeltranslators als Antriebseinheit werden durch Messergebnisse bestätigt. Eine weitere Verbesserung der Fördereigenschaft wird durch ein anderes Einlassventil erzielt, welches ebenfalls in diesem Kapitel beschrieben wird. In **Kapitel 6** werden die elektromagnetische und piezoelektrische Dosierpumpe verglichen und deren Vor- und Nachteile aufgezeigt. Das **Kapitel 7** fasst die Ergebnisse der Arbeit zusammen und gibt Hinweise für zukünftige Arbeiten.

2 Stand der Wissenschaft und Technik

Dieses Kapitel beinhaltet die Darstellung des Stands der Wissenschaft und Technik. Zu Beginn wird die Funktion einer Hubkolbenpumpe beschrieben. Die aufgezeigten Schwächen werden bei einem neuen Pumpenprinzip vermieden, das deutlich bessere Fördereigenschaften verspricht. Für den Antrieb dieser Pumpen werden geeignete Konzepte entwickelt und bewertet. Die Auswahl des besten Konzepts erfolgt anhand einer Bewertungsmatrix und den im Vorfeld gemachten Überlegungen. Ergänzend wird der Aufbau und die Wirkungsweise von piezoelektrischen Materialien erläutert.

2.1 Die Hubkolbenpumpe

Die Hubkolbenpumpe ist eine Verdrängerpumpe mit translatorisch bewegtem Verdränger. In Abbildung 2-1 ist eine elektromagnetisch angetriebene Dosierpumpe dargestellt. Durch die Vor- und Rückbewegung des Kolbens mit dem Durchmesser D wird der Arbeitsraum abwechselnd vergrößert und verkleinert.

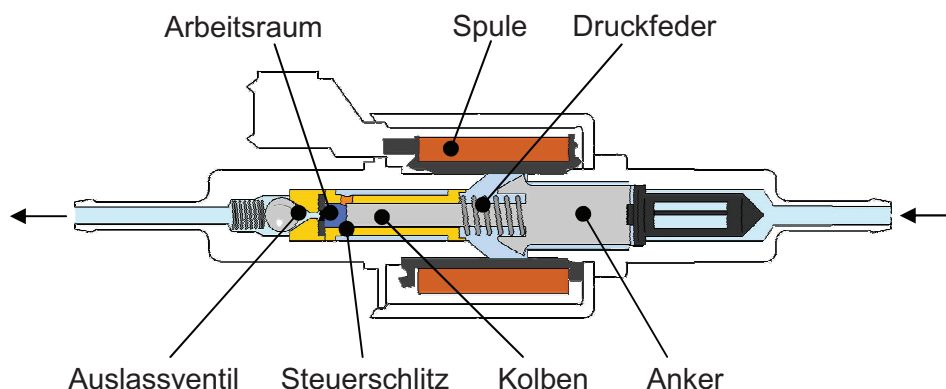


Abbildung 2-1 Kolbendosierpumpe, Quelle: Thomas Magnete

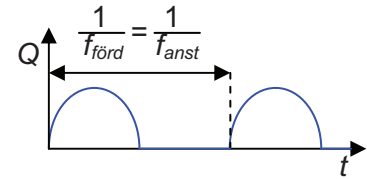
Die Größe des Hubraums V_h ergibt sich mit dem Hub s zu:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot s}{4} \quad (2-1)$$

Der Antrieb der Pumpe erfolgt mit einem Elektromagneten nach dem Reluktanzprinzip. Durch die magnetischen Kräfte wird der Anker, der mit dem Kolben starr verbunden ist, in nur eine Richtung bewegt. Zur Rückbewegung dient die Druckfeder. Der wirksame Kolbenhub s ist durch den linken mechanischen Anschlag und durch die Steuerschlitze festgelegt. Der Bewegungsablauf ist ungeführt. Hubkolbenpumpen werden häufig zum Dosieren angewendet, da sie über ein definiertes Hubvolumen verfügen. Die kleinste zu dosierende Einheit ist das beim Vorhub geförderte Volumen V_h . Der gewünschte Fördervolumenstrom Q ist bis zu einer definierten Hubfrequenz linear abhängig von der

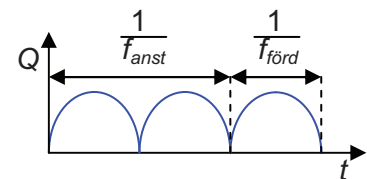
Ansteuerfrequenz f_{anst} der Hubkolbenpumpe. Im Allgemeinen fördert eine herkömmliche Hubkolbenpumpe nur in einer Bewegungsrichtung mit der Ansteuerfrequenz f_{anst} , die mit der Förderfrequenz $f_{förd}$ identisch ist, womit gilt:

$$Q = V_h \cdot f_{förd} = V_h \cdot f_{anst} \quad (2-2)$$



Bei der neu entwickelten Dosierpumpe wird ein Stufenkolben verwendet, wodurch sich eine Doppelhubcharakteristik einstellt. Der genaue Aufbau und die Funktionsweise der Dosierpumpe werden in Kapitel 4.1 eingehend beschrieben. Durch die Doppelhubcharakteristik und unter der Voraussetzung, dass sich die Kolbenflächen wie 2:1 verhalten, fördert die Pumpe mit dem gleich großen Hubraum V_{h1} ($V_{h1} = V_h$) und bei halber Ansteuerfrequenz genau dieselbe Menge wie eine Einfachhubpumpe. Dadurch ändert sich die Gleichung (2-2) in:

$$Q = \frac{V_{h1}}{2} \cdot f_{förd} = V_{h1} \cdot f_{anst} \quad \text{mit : } f_{anst} = \frac{f_{förd}}{2} \quad (2-3)$$



Die Vorteile der Doppelhubcharakteristik sind eine geringere Pulsation infolge der zusätzlichen Förderung während der Ansaugphase und die geringere mechanische Belastung der Dosierpumpe durch die Halbierung der Ansteuerfrequenz bei gleich bleibender Förderfrequenz. Letzteres wirkt sich positiv auf die Lebensdauer aus.

2.2 Beschreibung geeigneter Antriebskonzepte

Für die Erzeugung der translatorischen Kolbenbewegung werden geeignete Antriebskonzepte ausgewählt.

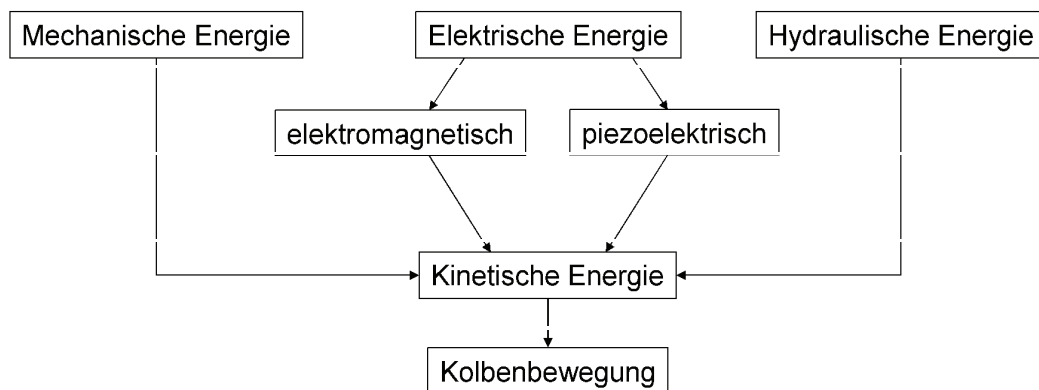


Abbildung 2-2 Energiefluss

Sie erzeugen mit verschiedenen Energien die Bewegung des Kolbens, siehe Abbildung 2-2. Bei der Verwendung von mechanischer Energie als Eingangsgröße wird diese über ein Getriebe direkt auf den Kolben übertragen. Ähnliches gilt bei der Verwendung der hydraulischen Energie. Bei der elektrischen Energie erfolgt die Bewegungserzeugung des Kolbens über einen prinzipabhängigen Zwischenschritt, bei dem die elektrische Energie zunächst in elektromagnetische oder piezoelektrische Energie umgewandelt wird.

angetriebenen Kolbenpumpe machen, siehe Abbildung 2-4. Neben der Kolbengeschwindigkeit v_K ist auch der Kolbenweg x_K im Diagramm dargestellt. Abhängig vom Pleuelstangenverhältnis λ_S , in diesem Fall $\lambda_S = 0,5$, ist der Kolbenweg mehr oder weniger unsymmetrisch. Der theoretische Grenzfall liegt bei einem unendlich langen Pleuel vor, dann würde sich ein sinusförmiger Verlauf für den Weg ergeben. Praktisch ist demnach immer mit einem unsymmetrischen Wegverlauf zu rechnen. Dementsprechend stellt sich dann auch der Verlauf der Kolbengeschwindigkeit v_K dar. Die Geschwindigkeit ist für die Vor- und Rückbewegung unterschiedlich, aber stetig und ohne Rast. Proportional zum Geschwindigkeitsverlauf ergibt sich der Förderstrom einer so angetriebenen Pumpe.

$$Q = v_K \cdot A_K \quad \text{mit : } A_K \text{ Kolbenfläche} \quad (2-7)$$

Durch eine Förderung während des Vor- und Rückhubes lässt sich die Pulsation deutlich reduzieren. Eine bekannte Ausführung ist eine zweizylindrische Hubkolbenpumpe mit gegenläufigen Kolben, bei der durch eine höhere Zylinderanzahl die Pulsation des gesamt abgegebenen Förderstroms reduziert wird.

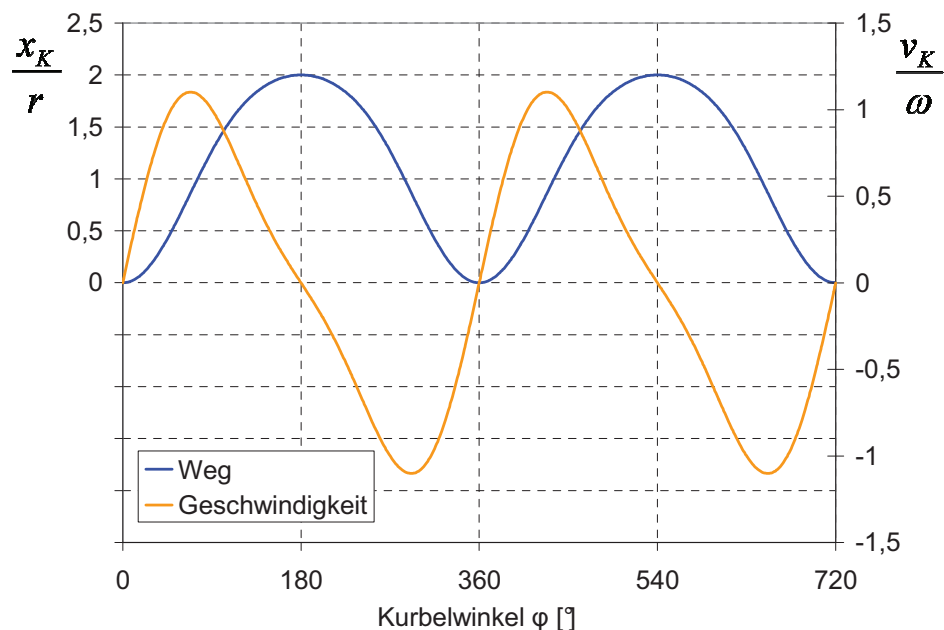


Abbildung 2-4 Weg-, Geschwindigkeitsverlauf des Kurbeltriebs mit $\lambda_S=0,5$

Der maximal erreichbare Förderdruck p_{DS} hängt von der auf den Kolben übertragbaren Kraft ab. Die erzeugte Kolbenkraft F_K ist abhängig vom antreibenden Drehmoment M , dem Kurbelradius r , dem Kurbelwinkel φ und dem sich daraus ergebenden Pleuelstangenwinkel β , entsprechend Gleichung (2-8).

$$F_K = \frac{M \cdot \cos \beta}{r \cdot \sin(\varphi + \beta)} \quad (2-8)$$

Die Kolbenkraft F_K wird mit zunehmendem Drehmoment M und/oder abnehmendem Kurbelradius r größer. Die abgegebene Kolbenkraft F_K ist über den Kurbelwinkel nicht konstant. Das erforderliche Antriebsdrehmoment M wird für ungünstigste Kurbelwinkelstellungen ausgelegt, d.h. dass zum Teil mehr Antriebsdrehmoment zur Verfügung steht, als benötigt wird. Für eine Erhöhung der Kolbenkraft F_K muss das

Antriebsmoment M erhöht werden, da bei einer Umsetzung des Antriebkonzeptes für eine Dosierpumpe mit gegebenem Kolbendurchmesser d_{K1} der Kurbelradius r nicht mehr variiert werden kann, weil dieser durch den erforderlichen Hub s bereits festgelegt ist.

Die Ansteuerfrequenz f_{anst} (2-3) entspricht der Drehzahl n des Schwungrades. Für eine zeitlich im Mittel konstante Förderung der Dosierpumpe muss die Drehzahl n geregelt werden, damit die Drehzahl n unabhängig von der Last ist, d.h. konstant gehalten wird.

Der Aufbau des Kurbeltriebs stellt im Allgemeinen keine besonderen Ansprüche an die Konstruktion und Fertigung. Komplizierter gestaltet sich aber die funktionale Ausgestaltung der Dosierpumpe und des Antriebs. Speziell die Abdichtung des Kolbens ist als kritisch einzuschätzen. Eine Berührung des Mediums mit dem Pleuel und der Schwungscheibe ist wegen des dadurch verringerten Wirkungsgrades zu vermeiden. Bei korrosiven oder giftigen Medien werden bevorzugt Membranpumpen eingesetzt, bei denen der Kolben durch eine undurchlässige Membran ersetzt wird, der Antrieb ist dann vom Fördermedium hermetisch abgetrennt. Das neu entwickelte Pumpenkonzept sieht es aber vor, dass der Kolben für die Doppelhubcharakteristik durchströmt wird, was den Einsatz einer Membranausführung nicht ermöglicht. Eine Trennung des Fördermediums und des Antriebs sind daher nicht ohne höheren Aufwand möglich. Zudem kommt es dann wegen der erforderlichen Drehzahl von $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ für eine Förderfrequenz $f_{förd} = 50 \text{ Hz}$ (nicht 3000 min^{-1} , da Doppelhub) häufig zum Aufschäumen des zu fördernden Mediums.

Die Baugröße ist im Vergleich zu anderen Konzepten als groß einzuschätzen.

2.2.2 Antrieb mit elektrischer Energie

Bei allen in diesem Kapitel vorgestellten Antriebskonzepten wird elektrische Energie in mechanische umgewandelt. Dies erfolgt bei den ersten beiden Konzepten nicht direkt, sondern über den Zwischenschritt der elektromagnetischen Energie. Als Antrieb wird eine Spule verwendet, die im stromdurchflossenen Zustand ein Magnetfeld erzeugt. Die Umwandlung der elektromagnetischen Energie in mechanische erfolgt bei beiden Prinzipien auf eine andere Weise. Beide werden nachfolgend beschrieben.

Bei dem dritten Prinzip wird der piezoelektrische Effekt ausgenutzt, um die mechanische Bewegung des Kolbens zu erzeugen. Das Prinzip zeigt Vor- und Nachteile.

2.2.2.1 Antrieb durch Kopplung von Spule und Dauermagnet

Das erste Antriebskonzept wurde von [Furu] in Form des Funktionsmusters „Minipumpe“ erfolgreich umgesetzt, siehe Abbildung 2-5. Das Funktionsmuster ist eine Kleinstpumpe zur Förderung von Flüssigkeiten und hat einen Durchmesser von 6 mm bei einer Länge von 32,5 mm. Den Aufbau zeigt die Abbildung 2-6 schematisch. Die Funktionsweise wird kurz erklärt. Der im Zylinder axial verschiebbar

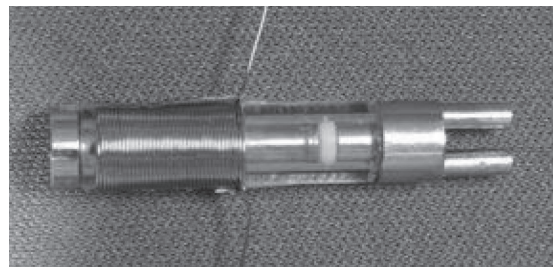


Abbildung 2-5 Minipumpe, Quelle: [Furu]

gelagerte Kolben besteht aus einem

Dauermagneten mit Endscheiben, der sich in Abhängigkeit von der Polungsrichtung des von der Spule erzeugten Magnetfelds zwischen den beiden Anschlägen vor und zurück bewegt. Beim Anlegen einer Spannung an die Spule erfolgt ein Stromfluss, der ein nach der Flussrichtung des Stromes ausgerichtetes Magnetfeld um die Spule erzeugt. Dieses Magnetfeld steht in einer Wechselbeziehung zum Magnetfeld des Dauermagneten, d.h. bei einer gleichsinnigen Ausrichtung beider Magnetfelder entstehen Anziehungskräfte und bei einer gegensinnigen Ausrichtung entstehen entsprechende Abstoßungskräfte. Durch die Umpolung des Stromflusses in der Spule ist es möglich die Vor- und Rückbewegung des Kolbens ohne weitere Bauelemente, wie zum Beispiel einer Feder, zu erzeugen.

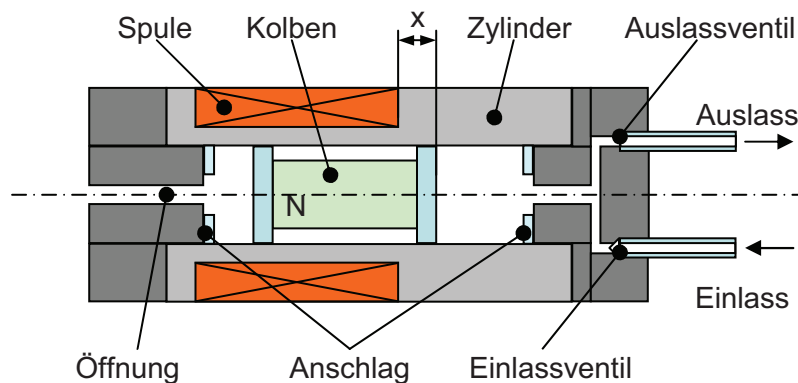


Abbildung 2-6 Aufbau der "Minipumpe"

Der Kolben ist zur Abdichtung des rechten Arbeitsraums mit Dichtungen versehen. Infolge der axialen Verschiebung des Kolbens vergrößert bzw. verkleinert sich der Arbeitsraum. Mit einem Ein- und Auslassventil wird die Förderung gesteuert.

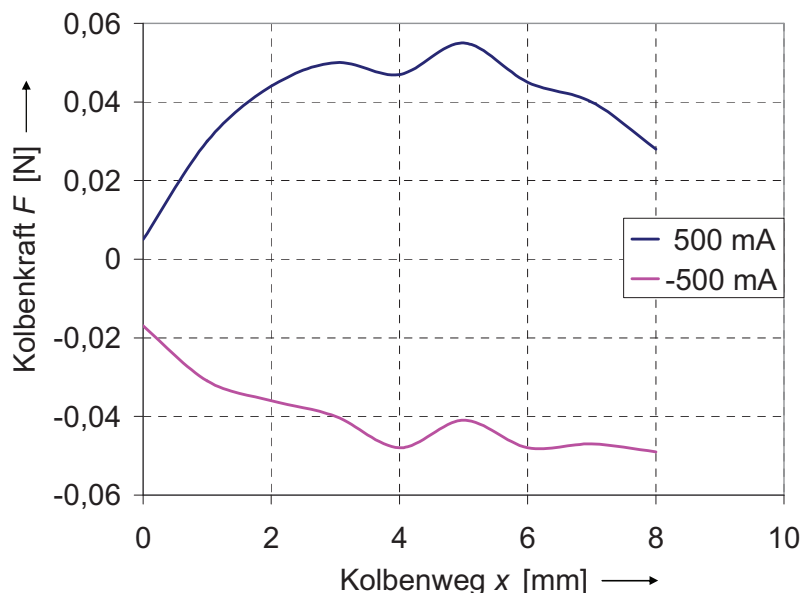


Abbildung 2-7 Gemessene Kolbenkraft, Quelle: [Furu]

Zur Reduzierung der erforderlichen Kolbenkraft befindet sich auf der linken Seite eine Öffnung, die den linken Arbeitsraum mit der Umgebung verbindet. Durch den so geschaffenen Druckausgleich kommt es auf der linken Seite des Kolbens zu keiner Kompression der eingeschlossenen Luft. Die von [Furu] durchgeführten Untersuchungen

beinhalteten auch die Messung der entstehenden Kolbenkraft F über den Kolbenweg x in Abhängigkeit von der elektrischen Polung. Das Ergebnis zeigt die Abbildung 2-7. Die Kolbenkraft F ist stark vom Kolbenweg x abhängig. Dies zeigt sich besonders in dem Bereich, in dem der Kolben in die Spule eintaucht, d.h. im Bereich $x = 0$ mm. Die Kolbenkraft ist bezüglich der Polung nicht symmetrisch. In Hinblick auf die zu entwickelnde Dosierpumpe ist dies von Nachteil, kann aber durchaus toleriert werden. Ganz anders sieht es da bei der erreichbaren Kraft aus. Sie erreicht einen maximalen Wert von 0,055 N bzw. -0,05 N und ist damit absolut unzureichend für die geplante Entwicklung. Für das Antriebsprinzip sprechen aber der sehr einfache Aufbau, die geringe Baugröße und die geringen Kosten.

2.2.2.2 Antrieb nach dem Reluktanzprinzip

Auch beim Reluktanzantrieb wird eine Spule benutzt, die ein magnetisches Feld bei Bestromung erzeugt. Der prinzipielle Aufbau ist in der Abbildung 2-8 dargestellt. Das magnetische Hauptfeld liegt im weichmagnetischen Werkstoff, weil er für das Magnetfeld einen geringeren Widerstand darstellt als die ihn umgebende Luft. Den Magnetkreis schließt ein verschiebbar gelagerter Anker, der wiederum aus einem weichmagnetischen Werkstoff besteht. Zwischen dem Anker und dem Magnetkreis befindet sich auf der linken Seite ein Luftspalt. Dieser erhöht den magnetischen Widerstand. Die magnetischen Kräfte versuchen diesen Widerstand zu reduzieren, also den Luftspalt zu verkleinern. Sie bewegen den Anker nach rechts, bis der Luftspalt zu Null wird. In dieser Stellung liegt der minimale magnetische Widerstand des Systems vor und die Feldlinien haben ihre kürzeste Länge.

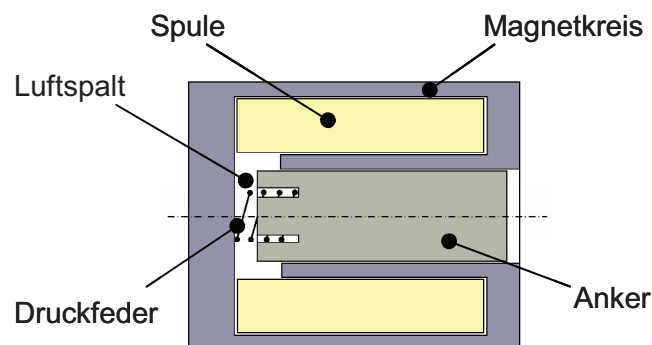


Abbildung 2-8 Reluktanzantrieb

Die Anordnung entspricht dem Reluktanzprinzip, bei dem es um die Verkürzung der magnetischen Feldlinien geht. Eine Rückbewegung kann nicht durch ein Umpolen der Spule erfolgen, da das Prinzip nicht von der Polung abhängig ist. Die Rückstellung muss hier auf andere Weise erfolgen. Die einfachste Lösung ist eine Druckfeder, die durch die Bewegung nach rechts gespannt wird und nach dem Abschalten des Stromes ihre gespeicherte Energie für die Rückbewegung an den Anker abgibt. Das Reluktanzprinzip erlaubt es für kleine Hubwege deutlich höhere Kräfte im Vergleich zum vorher ausgeführten Prinzip zu erzeugen. Durch die geometrische Gestaltung des Magnetkreises lässt sich die erzeugte Kraft auch über den Hubweg des Ankers beeinflussen. Es ist aber nicht möglich den Kolben beim Vor- und Rückhub definiert zu bewegen. Beim Betrieb der Dosierpumpe wird der Kolben kurzzeitig in den beiden Endlagen rechts und links festgehalten, da sich sonst eine deutlich höhere Förderfrequenz einstellen würde. Die Verweilzeiten in den Endlagen bedeuten aber

auch eine Unterbrechungen in der Förderung, was sich negativ auf die Pulsation auswirkt. Insgesamt ist der Aufbau einfach und bedarf keines großen Bauraums. Für den Antrieb genügt es den Spulenstrom periodisch ein- und auszuschalten. Als Antrieb für eine Dosierpumpe eignet sich dieses Prinzip, da keine beweglichen Teile nach außen abgedichtet werden müssen und wegen der deutlichen Kostenvorteile. Weitere Vorteile und Anwendungsfelder des Reluktanzantriebs werden in [Linsmeier] beschrieben.

2.2.2.3 Piezoelektrischer Antrieb

Bei einem piezoelektrischen Antrieb wird die elektrische Energie direkt in mechanische umgewandelt. Entsprechend dem piezoelektrischen Effekt dehnt sich die piezoelektrische Keramik beim Anlegen einer Spannung aus. Die Ausdehnung ist zwar sehr klein, erzeugt werden aber sehr große Kräfte. Durch so genannte Stapeltranslatoren lässt sich die Ausdehnung einzelner Scheiben addieren und damit der Stellweg des Aktors deutlich erhöhen. Der Stellweg liegt aber weiterhin bei kompakten Aktoren im μm -Bereich. Durch eine Anpassung der Kolbenquerschnitte auf die kleinen Stellwege ist ein Einsatz in einer Dosierpumpe möglich. Neben der großen erreichbaren Kolbenkraft besteht der Hauptvorteil des Prinzips darin, dass sich die Vor- und Rückbewegung des Stufenkolbens sehr einfach über die Höhe der angelegten Spannung steuern lässt. Es können dadurch deutliche Verbesserung bezüglich der Pulsation erzielt werden. Der Aufbau der Dosierpumpe kann sehr einfach gestaltet werden. Nachteilig sind die zumeist erforderliche hohe Spannung für die Ansteuerung des Piezostapeltranslators und der damit verbundene Aufwand für die Erzeugung und Regelung der Hochspannung. Die elektrische Ansteuerung und der piezoelektrische Aktor erhöhen die Kosten der Dosierpumpe deutlich.

2.2.3 Hydraulischer Antrieb

Die dritte Möglichkeit zur Erzeugung der Kolbenbewegung geht von vorhandener hydraulischer Energie aus. Der eingesetzte Stufenkolben der Dosierpumpe macht diese Antriebsart möglich. Das Prinzip ist in der Abbildung 2-9 dargestellt. Durch die vorhandene Stufe in der Mitte des Kolbens besteht eine dritte axiale Fläche, auf die für den Antrieb ein externer periodisch aufgebrachter Druck p wirkt. Die Erzeugung und die Steuerung des Drucks sollen an dieser Stelle nicht betrachtet werden. Die Höhe des erforderlichen Drucks p richtet sich nach dem Förderdruck $p_{\text{förd}}$ der Dosierpumpe, da dieser auf die Kolbenstirnseiten wirkt und die entstehende Kolbenkraft reduziert. Die Rückbewegung des Kolbens erfolgt wieder über die zuvor gespannte Druckfeder. Die maximale Kraft auf den Kolben und der damit erreichbare Förderdruck richten sich in erster Linie nach dem Versorgungsdruck p , der begrenzt wird durch die Dichtungen zwischen Kolben und Zylinder sowie der mechanischen Festigkeit des Pumpengehäuses. Ausgehend von Standardhydraulikkomponenten und deren Druckfestigkeit lassen sich mit diesem Antriebsprinzip sehr hohe Förderdrücke erzeugen, was positiv zu werten ist. Der Kolbenhub kann groß ausfallen, da die erzeugte Kolbenkraft nicht vom Kolbenweg abhängig ist, sondern nur vom Druck p .

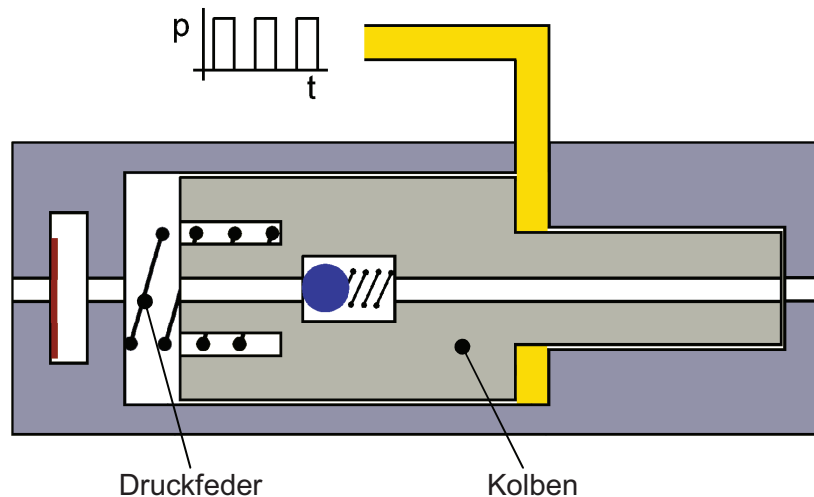


Abbildung 2-9 Antrieb mit Druckenergie

Bei der Verwendung einer Volumenstromregelung für die Ansteuerung lassen sich der zeitliche Verlauf des Kolbenwegs und damit die Charakteristik der Förderung gut beeinflussen. Der Bauraum ist unter Berücksichtigung der Druckerzeugung und –steuerung als groß einzuschätzen, obwohl die Dosierpumpe selbst sehr kompakt ausfallen kann. Negativ sind der Aufwand für die Erzeugung und Steuerung bzw. Regelung des Steuerdrucks p sowie die Kosten zu bewerten.

2.3 Auswahl des Antriebskonzeptes

Die beschriebenen einsetzbaren Antriebskonzepte sollen an dieser Stelle bewertet und das geeignetste ausgewählt werden. Die Vor- und Nachteile sind in Tabelle 1 bewertet dargestellt.

Das Merkmal Fertigung ist bei allen Prinzipien als gleich eingeschätzt worden. Der Grund hierfür liegt an den vielen Aspekten, die unter den Oberbegriff Fertigung fallen. Alle Prinzipien benötigen zum Teil sehr präzise gefertigte Einzelkomponenten. Manche kommen mit weniger Komponenten aus, die aber eine höhere Fertigungsgenauigkeit erfordern als die, die mehr Einzelteile besitzen. In den Bereich der Fertigung fallen ergänzende Prozesse wie Montage, Art des Fertigungsverfahrens, Oberflächenbehandlung usw.

Das Antriebskonzept mit dem Kurbeltrieb wird auf Grund der aufwendigen Abdichtung nach Außen, der erheblichen Baugröße und des Antriebs über einen separaten Motor nicht mehr weiter betrachtet.

Gleiches gilt für den Antrieb „Minipumpe“. Der Hauptgrund liegt in der geringen erreichbaren Kolbenkraft, die den angestrebten Förderdruck von vornherein ausschließt.

Trotz der gegebenen Vorteile und Potentiale des Antriebs über die Druckenergie scheidet dieses Prinzip für weitere Betrachtungen aus. Das Ziel ist es eine kompakte und für mobile Anwendungen nutzbare Dosierpumpe zu entwickeln. Dies kann nur mit diesem Konzept erreicht werden, wenn bereits hydraulische Energie im jeweiligen Anwendungsfall zur Verfügung steht. Bei anderen Randbedingungen ist eine Anwendung nicht zielführend, da dann der Bauraum und vor allem die Kosten deutlich höher sind.

Tabelle 1 Bewertungsmatrix

	Kurbeltrieb	Minipumpe	Reluktanz- antrieb	Piezoantrieb	Hydraulischer Antrieb
Kraft	+++	---	++	+++	+++
Weg	++	+	-	---	+++
Aufbau	-	++	+	+++	+
Fertigung	o	o	o	o	o
Abdichtung	--	++	++	++	++
Baugröße	---	++	+	-	---
Energie- versorgung	-	++	++	--	--
Steuerbarkeit	++	--	--	+++	+++
Temperatur	++	+	++	++	+
Lebensdauer	+	++	++	++	++
Kosten	+	++	++	---	---
Erklärung: Skala von sehr gut (+++) über mittelmäßig (o) bis sehr schlecht (---)					

Weiterführende Untersuchungen werden bei den beiden verbleibenden Prinzipien angestellt. Der Reluktanzantrieb überzeugt durch seine einfache Ansteuerung, den guten Wirkungsgrad und vor allem durch die Kompaktheit sowie die geringen Kosten.

Der piezoelektrische Antrieb hat ein großes Potential wegen der erreichbaren hohen Kolbenkräfte und der möglichen Steuerung des zeitlichen Verlaufs des Vor- und Rückhubes mittels der angelegten Spannung. Dies wirkt sich positiv auf die Höhe des Förderdrucks bzw. die Reduzierung der Volumenstompulsion aus. Eine so aufgebaute Dosierpumpe ist eine kompakte, pulsationsärmere aber auch teurere Alternative zur Dosierpumpe mit Reluktanzantrieb.

2.4 Funktionsweise piezoelektrischer Materialien

Zum Verständnis des piezoelektrischen Antriebs werden im Folgenden die physikalischen Zusammenhänge beschrieben.

Der piezoelektrische Effekt wurde 1880 von den Brüdern Pierre und Jacques Curie entdeckt. Sie beobachteten, dass bei bestimmten Kristallen (z.B. Bariumtitanat, Turmalin oder Quarz) durch eine mechanische Deformation ihrer Außenflächen eine der Deformation proportionale Spannung gemessen werden kann. Von Gabriel Lippmann wurde im Jahr darauf die Umkehr dieses Effektes aufgrund seiner thermodynamischen Betrachtungen prognostiziert und

konnte später von den Brüdern Curie auch wissenschaftlich durch deren Experimente nachgewiesen werden.

Seit der Entdeckung von Kristallen mit piezoelektrischem Verhalten sind Materialien entwickelt worden, bei denen diese Eigenschaft besonders stark ausgeprägt ist. So sind heute damit deutlich größere Stellwege erzielbar, weshalb sich diese Keramiken auch für die Nutzung in technischen Anwendungen eignen.

2.4.1 Piezoelektrischer Effekt

Als piezoelektrischer Effekt wird eine Deformation von Kristallen durch Anlegen eines elektrischen Feldes in Richtung der elektrischen Achse bezeichnet [Jendritza]. Zu beobachten ist dieser Effekt bei einigen Kristallen, wie z.B. Turmalin. Für technische Anwendungen werden bevorzugt piezoelektrische Aktoren auf Keramikbasis verwendet. Diese Keramiken werden auf der Grundlage von Bariumtitanat BaTiO_3 oder Blei-Zirkonat-Titanat (PZT) in polykristalliner Form hergestellt. Ihre piezoelektrischen Eigenschaften erhalten diese ferroelektrischen Keramiken erst nach einer Polarisierung. Der Vorteil dieser Materialien besteht darin, dass sie sich im Unterschied zu den Einkristallen in nahezu jede beliebige Form bringen lassen und wegen ihrer hohen Dielektrizitätskonstanten eine niedrigere elektrische Impedanz haben. Daher ist im Vergleich zu den Kristallen eine geringere Betriebsspannungen erforderlich.

2.4.2 Aufbau der Piezokeramik

Die Keramik des verwendeten Stapeltranslators P-010.40H von [6], welcher im Abschnitt 5.4 beschrieben wird, ist polykristallin aufgebaut. Diese Struktur entsteht durch sich gegenseitig am Wachstum hindernde unregelmäßige Anhäufungen von Kristalliten. Dabei ergibt sich ein hoher Grad der Verdichtung des Materials. Eine Elementarzelle der Blei-Zirkonat-Titanat-Keramik ist oberhalb der Curie-Temperatur, die beim Material PIC151 des verwendeten Stapeltranslators bei 250°C liegt, von der Gitterstruktur her kubisch aufgebaut. Die Längen der kristallografischen Achsen aller Seiten der Elementarzelle sind gleich lang ($a=a=a$). Diese vollkommen symmetrischen Elementarzellen werden als kubisch-raumzentriert bezeichnet. Die polykristalline Struktur ist aus diesen kleinsten Einheiten als dreidimensionales Kristallgitter aufgebaut, siehe links in Abbildung 2-10. Im atomaren Aufbau sind die A-Plätze, d.h. die Ecken der flächenzentrierten Elementarzelle, von den Bleiionen (Pb^{2+}) besetzt. Mittig raumzentriert auf den B-Plätzen befinden sich die Titan- (Ti^{4+}) oder Zirkonionen (Zr^{4+}). Die Oxidionen (O^{2-}) befinden sich zentriert an den Flächen der Pb^{2+} -Ionen an den Seiten des Würfels. Dieser Zustand wird auch als paraelektrische Phase bezeichnet, in der die Elementarzelle noch nicht über die piezoelektrischen Eigenschaften verfügt. Diese erhält sie erst nach dem Sintern und unterhalb der Curie-Temperatur T_c . Unterhalb dieser findet eine Veränderung in der Struktur der Elementarzelle einhergehend mit der Ausbildung eines Dipols statt, es entsteht eine tetragonale (rechts in Abbildung 2-10) oder rhombische Anordnung. Dabei ändern sich die Achsenlängen zu $a=a \neq c$ bei der tetragonalen und $a \neq b \neq c$ bei der rhombischen Anordnung. Die Ursache liegt in einer Änderung der Lage des Titanions vom Mittelpunkt weg in Richtung eines der Oxidionen. Damit verschieben sich auch die

entgegengesetzten Ladungsschwerpunkte und fallen nicht mehr im Mittelpunkt zusammen. Diesen Vorgang bezeichnet man als spontane Polarisation. Danach weist die Elementarzelle piezoelektrische Eigenschaften auf.

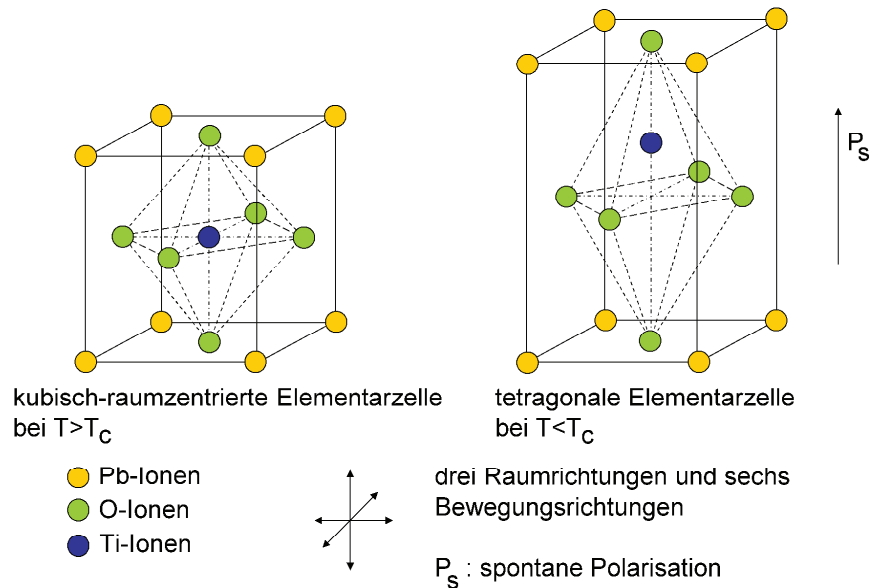


Abbildung 2-10 Kubisch-raumzentrierte ($T > T_C$) und tetragonale ($T < T_C$) Elementarzelle

Die Keramik als Ganzes erscheint nach außen hin aber neutral. Die entstehenden Dipole beeinflussen sich gegenseitig und bilden Domänen mit einheitlicher Ausrichtung, dargestellt in Abbildung 2-11, die zur Verringerung der freien Energien und zur Reduzierung des elektrischen Streufeldes beitragen.

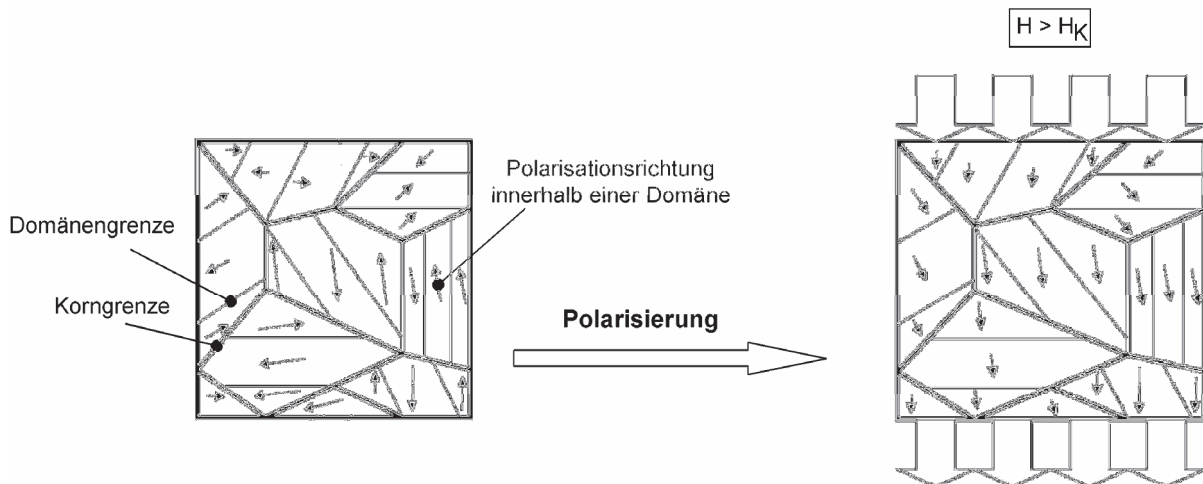


Abbildung 2-11 Links: spontane Polarisation, rechts: Polung durch elektrisches Feld

Die entstandene Struktur besitzt ferromagnetische Eigenschaften, d.h. durch ein äußeres ausreichend starkes elektrisches Feld ist es möglich, die spontane Polarisation zu ändern. Die zufällig entstandene Lage der Dipole im Gittergefüge der Keramik lässt sich somit durch Anlegen eines ausreichend großen elektrischen Feldes annähernd in die gleiche Richtung ausrichten. Dieser Vorgang ist in Abbildung 2-11 dargestellt. Die dabei entstandene Polarisation der gesamten Keramik entsteht durch Umklappvorgänge der Domänen, ähnlich der Ausrichtung der Weißschen Bezirke bei einem ferromagnetischen Werkstoff in einem Magnetfeld. Dieser Umklappvorgang der Dipole findet oberhalb einer bestimmten Feldstärke

H , der so genannten Koerzitivfeldstärke H_K , statt. Nach Ablauf des Polungsvorganges hat sich das Gefüge der Keramik geändert, was sich durch eine permanente Polarisation und dauerhafte Dehnung der Keramik zeigt, wobei aber nicht alle Dipole irreversibel in Richtung des elektrischen Feldes klappen. Das Material erhält durch diese Vorgänge seine piezoelektrischen Eigenschaften. Man unterscheidet zwischen dem direkten und dem inversen piezoelektrischen Effekt. Weil der Begriff „piezo“ aus dem Griechischen stammt und soviel wie „drücken“ bedeutet, spricht man von einem direkten piezoelektrischen Effekt, wenn man ein kristallines anisotropes Material (Dielektrikum) bzw. eine PZT-Keramik orthogonal oder kolinear zur internen Polachse des Kristalls unter mechanischem Druck (oder Zug) belastet und dadurch eine Verschiebung der positiven und negativen Ladungsschwerpunkte in der Elementarzelle verursacht. Diese Lageänderung der Dipole bewirkt an der ansonsten neutralen Oberfläche der Keramik ein Dipolmoment und lässt sich als Spannung messen. Bei symmetrischen und homogenen Ionenkristallen (wie NaCl) und oberhalb der Curie-Temperatur der Keramik ist dieser Effekt nicht vorhanden. Es besteht ein linearer Zusammenhang zwischen der Polarisation und der Druckbelastung. Der inverse piezoelektrische Effekt bezeichnet die Umkehrung des direkten piezoelektrischen Effektes. Dabei wird die Elementarzelle einem elektrischen Feld ausgesetzt und damit eine Deformation der Keramik hervorgerufen. Hierbei werden die Dipole der Elementarzelle in Richtung des elektrischen Feldes ausgerichtet und ihre positiven und negativen Ladungszentren gegeneinander verschoben. Wie beim direkten piezoelektrischen Effekt besteht auch hier ein linearer Zusammenhang zwischen dem elektrischen Feld und der Dehnung.

3 Anforderungen und Lösungsansätze

Dieses Kapitel beschreibt unabhängig vom Antriebskonzept einen möglichen Anwendungsfall und die sich ergebenden Anforderungen an die neu entwickelte Dosierpumpe. Es zeigt kritische Stellen auf und stellt Lösungsansätze dar bzw. verweist auf Kapitel, in denen diese behandelt werden.

Ein bevorzugter Anwendungsfall für die Dosierpumpe ist die Förderung und Dosierung von Brennstoff in Standheizungen für Kraftfahrzeuge, siehe Abbildung 3-1. Beim Brennstoff handelt es sich um die üblichen Kraftstoffe von Kraftfahrzeugen, wie Benzin, Diesel oder Biodiesel. Die Dosierpumpe fördert eine definierte Menge Brennstoff aus dem Tank in den

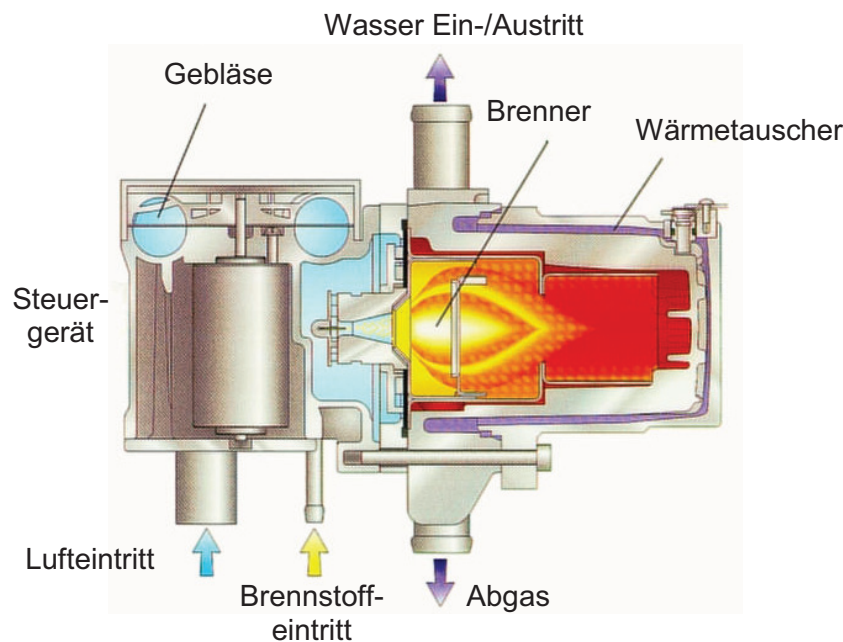


Abbildung 3-1 Schema Standheizung, Quelle: Webasto AG

Brenner der Heizung. Bei Standheizungen werden in der Regel elektromagnetisch betriebene Hubkolbenpumpen eingesetzt, weil sich der geförderte Volumenstrom Q über die Ansteuerfrequenz f_{anst} einfach einstellen lässt und die Dosierpumpe sehr einfach mit einem elektrischen Rechtecksignal betrieben werden kann. Damit ist eine kostengünstige Kraftstoffversorgung möglich. Die Standheizung erzeugt die Wärme durch das Verbrennen des Kraftstoffes in einem Brenner. Die Wärme wird über einen Wärmetauscher entweder direkt an die Luft abgegeben oder, wie hier in der Abbildung dargestellt, durch das Kühlwasser an das fahrzeugeigene Kühl- und Heizsystem übertragen, um dann über die Fahrzeugheizung den Innenraum und den Motor zu erwärmen. Da nur Gase brennen, muss der flüssige Brennstoff in einen gasförmigen Zustand überführt werden. Dazu dient in dieser Standheizung eine Venturidüse, die den geförderten Kraftstoff fein zerstäubt, so dass er

leicht verdampft. Diese Art der Gemischbildung erfordert einen sehr konstanten Volumenstrom Q der Dosierpumpe, damit kein Flammenabriss auftritt. Die bisher verwendeten Dosierpumpen arbeiten mit einer Frequenz von ca. 5 Hz und mit einem separaten Pulsationsdämpfer. Trotz des Pulsationsdämpfers entsteht ein recht diskontinuierlicher Volumenstrom, der ungünstige Emissions- und Geräuschwerte zur Folge hat. Wichtigstes Kriterium für eine optimale Funktion des Brenners ist demzufolge eine kontinuierliche Zuführung des Brennstoffs. Durch die Doppelhubcharakteristik der entwickelten Dosierpumpe, bei der die Förderung beim Vor- und auch Rückhub erfolgt, ist der erzeugte Volumenstrom Q deutlich pulsationsärmer als bei den einfach wirkenden Dosierpumpen. Da sich höhere Frequenzen günstig auf eine gleichmäßigere Förderung auswirken, wird eine Förderfrequenz $f_{förd}$ von 50 Hz bei einem Fördervolumenstrom Q von 630 ml/h angestrebt. Die Doppelhubcharakteristik erlaubt es die Ansteuerfrequenz f_{ans} auf die Hälfte der Förderfrequenz $f_{förd}$ zu reduzieren. Die einzuhaltenden Randbedingungen, wie ein saugseitiger Druck p_{ss} von mind. 0,3 bar bis 3 bar, ein Förderdruck p_{DS} von bis zu 5 bar, eine auf $P_{max} = 3$ W begrenzte elektrische Leistungsaufnahme, Medienbeständigkeit und eine sichere Funktion über einen Temperaturbereich von -40 bis 80 °C erfordern es die physikalische Grenzen auszuloten. Der für eine Pumpe ungewöhnliche saugseitige Überdruck ergibt sich aus dem Wunsch die Dosierpumpe auch in einen druckführenden Kraftstoffstrang des Fahrzeuges einzubinden. Im Arbeitsbereich der Dosierpumpe ist eine Abweichung von $\pm 10\%$ vom Nennvolumenstrom Q_{nenn} zulässig, damit die Heizung die angegebene Heizleistung erreicht. Eine Zusammenfassung der gestellten Anforderungen zeigt die Tabelle 2.

Tabelle 2 Angestrebte Dosierpumpenparameter

Nennvolumenstrom Q_{nenn} [ml/h] bei $f_{förd} = 50$ Hz	630
Abweichung vom Nennvolumenstrom Q_{nenn} über Arbeitsbereich [%]	± 10
max. Förderdruck p_{max} [bar]	5
saugseitiger Druck p_{ss} [bar]	-0,55 bis 3
Einsatztemperaturbereich [°C]	-40 bis +80
Lagertemperaturbereich [°C]	-40 bis +125
max. elektrische Leistungsaufnahme P_{max} [W]	3
integrierter Filter, Maschenweite [μ m]	<100
Lebensdauer [h]	>5000
Medienverträglichkeit	gängige Kraftstoffe

Die Abbildung 3-2 zeigt den schematischen Aufbau der Dosierpumpe und die unabhängig von der Antriebsart zu berücksichtigenden Entwicklungsschwerpunkte.

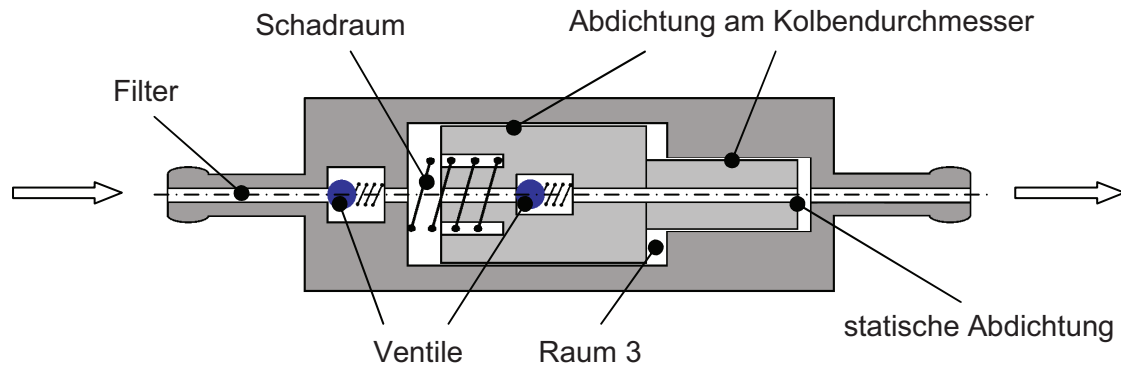


Abbildung 3-2 Zu berücksichtigende Entwicklungsschwerpunkte

Im Allgemeinen besitzen hydraulische Anlagen zum Schutz der Bauteile einen Filter, der Verunreinigungen zurückhält. Bei diesem Anwendungsfall ist es zusätzlich vorgesehen einen Filter saugseitig in die Dosierpumpe zu integrieren, da zum einen der Kraftstoff ungefiltert aus dem Tank entnommen wird und es zum anderen bei der Montage zur Einbringung von Fremdkörpern kommen kann. Der Filter ist hinsichtlich der wirksamen Filterfläche und des Abscheidungsgrads auszulegen. Für eine kurze Bauweise der Dosierpumpe wurde ein Flachfilter aus einem Edelstahlgewebe gewählt, siehe Abbildung 3-3. Die

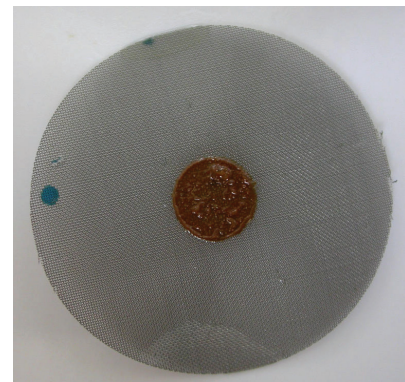


Abbildung 3-3 Filter

Abbildung zeigt das runde Filtergewebe und die mittig wirksame Filterfläche, an der sich zu Versuchszwecken deutlich die Verunreinigungen bei der Verwendung von stark verunreinigtem Kraftstoff abgelagert haben. Der Filter besitzt einen großen Durchmesser, um eine einfache Zentrierung und Integration im Pumpengehäuse zu ermöglichen.

Der Raum 3 ist an der eigentlichen Förderung der Dosierpumpe nicht beteiligt, spielt aber für die Funktion eine wichtige Rolle. Der Raum 3 entsteht durch die Abstufung des Kolbens und dessen Hubbewegung bzw. durch den Freiraum, der die Hubbewegung ermöglicht. Durch die Bewegung des Kolbens verändert sich ebenfalls das Volumen des Raums 3, der aber nicht zur Förderung beiträgt. Während des Betriebs der Dosierpumpe kann es vorkommen, dass sich ein Leckvolumenstrom zwischen dem Kolben und der Kolbenführung bildet und den Raum 3 füllt. Bei einem mit Kraftstoff gefüllten Raum 3 wäre, bedingt durch die fehlende Kompressibilität, eine Kolbenbewegung nicht mehr frei möglich. Es würde sich ein entsprechender Unter- bzw. Überdruck im Raum 3 ausbilden, der der Kolbenbewegung entgegenwirkt bzw. diese dann unterbindet. Um die Funktion zu gewährleisten, ist es vorzusehen das Druckniveau des Raums 3 auf das Niveau der Ansaugleitung zu begrenzen. Dies ist durch eine interne hydraulische Verbindung, dem Überströmkanal, zwischen dem Raum 3 und der Ansaugleitung möglich, siehe auch Abbildung 4-2. Das entspricht weitestgehend der Leckölrücklaufleitung bekannter hydraulischer Anlagen.

Der volumetrische Wirkungsgrad ist die ausschlaggebende Größe für die Dosiergenauigkeit, d.h. er bestimmt das tatsächlich geförderte Volumen je Arbeitsspiel. Bei einem konstanten

volumetrischen Wirkungsgrad könnte man die Verluste im Vorfeld einbeziehen und die Pumpe entsprechend größer dimensionieren. Er hängt aber von verschiedenen Faktoren wie Temperatur, Förderdruck, Fördermedium, Materialpaarung usw. ab und ist je nach Betriebszustand unterschiedlich. Maßgeblich für die Leckverluste sind die beiden Ventile und der Umfangsspalt am großen bzw. am kleinen Kolbendurchmesser, siehe Abbildung 3-2. An diesen Stellen entstehen Druckunterschiede, die Leckvolumenströme hervorrufen. Der Raum 3 befindet sich zwischen den beiden Arbeitsräumen und führt den Leckvolumenstrom wieder der Saugleitung zu. Den größten Einfluss haben die Umfangsspalten des Stufenkolbens, was aus der Abbildung 3-4 abzuleiten ist. Verglichen wird der Verlauf des druckseitigen Drucks p_{vh2} von zwei elektromagnetischen Dosierpumpen der Variante 3 mit verschlossener Druckleitung. Die Funktionsweise der Pumpe wird in Kapitel 4.1 und der Aufbau in Kapitel 4.4.4.4 beschrieben. Bei der ersten Dosierpumpe sind keine Stangendichtungen zwischen Kolben und Kolbenführung eingesetzt. Die Abdichtung erfolgt lediglich durch den engen Spalt zwischen den Bauteilen.

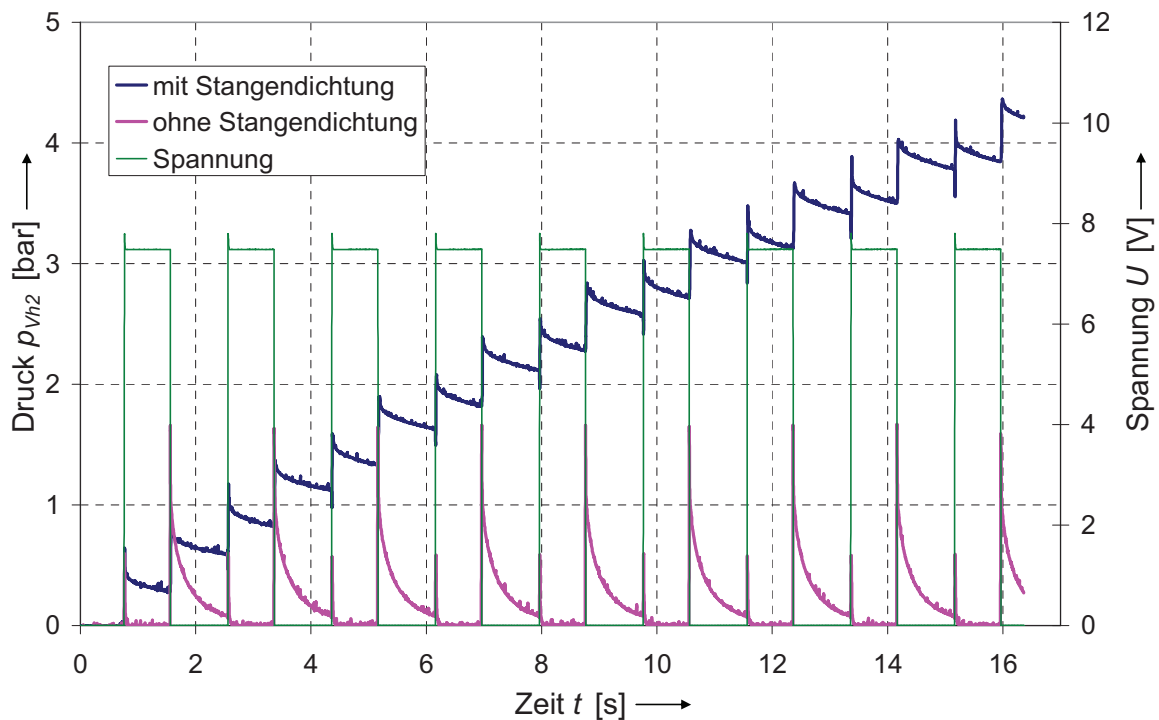


Abbildung 3-4 Druckaufbau mit/ohne Dichtung (Messung)

Trotz des geringen Spaltmaßes von durchschnittlich $15 \mu\text{m}$ ist der Leckvolumenstrom im Verhältnis zum Fördervolumenstrom groß. Im Diagramm wird dies durch das schnelle Absinken des Drucks nach den Druckspitzen sichtbar. Trotz geschlossener Druckleitung kommt es zu keinem Anstieg des Druckniveaus. Der kurzzeitig aufgebaute Druck fällt unmittelbar nach dem Entstehen wieder ab. Auffällig ist zudem, dass sich beim Hinhub (steigende Flanke der Spannung) die Druckspitzen deutlich kleiner darstellen als beim Rückhub (fallende Flanke der Spannung). Der Grund hierfür liegt in der Förderung durch den größeren linken Hubraum V_{h1} beim Hinhub. Es treten dann Leckvolumenströme am Einlassventil und an beiden Umfangspalten auf. Das Kolbenventil trägt nicht dazu bei, da es sich beim Hinhub öffnet. Beim Rückhub fördert nur der kleinere Hubraum V_{h2} , wodurch nur

Leckagen am Umfangsspalt des kleineren Kolbendurchmessers und dem jetzt geschlossenen Kolbenventil entstehen. Die Druckspitzen fallen größer aus.

Bei der zweiten Dosierpumpe sind Stangendichtungen verwendet worden, die den großen und kleinen Kolbendurchmesser deutlich besser abdichten, siehe Abbildung 3-5 und auch Abbildung 4-4. Sie bieten zudem den Vorteil die Anforderungen an die Fertigung zu reduzieren, da sie Fertigungstoleranzen ausgleichen können. Im Diagramm zeigt sich deutlich der verbesserte volumetrische Wirkungsgrad. Durch die stark reduzierten Leckvolumenströme nimmt das Druckniveau je Kolbenhub zu. Der Druckabfall nach der Hubbewegung des Kolbens verläuft flacher. Die noch vorhandenen Leckagen entstehen nunmehr an den beiden Ventilen. Den größeren Anteil hat das Einlassventil. Der Nachteil der Stangendichtungen liegt in der erhöhten Reibung am Kolben und dem zusätzlich erforderlichen Bauraum. Die erhöhte Reibung erfordert eine höhere Kolbenkraft bzw. einen höheren Energiebedarf. Um den Energiebedarf möglichst gering zu halten, ist es wichtig neben dem volumetrischen auch den elektromechanischen Wirkungsgrad zu erhöhen. Bei der elektromagnetisch angetriebenen Dosierpumpe ist eine optimierte Kolbenkraft von besonderem Interesse. Die erforderlichen Schritte zur Optimierung werden im Kapitel 4.4 dargestellt. Bei der piezoelektrisch angetriebenen Variante ist die zusätzlich erforderliche Kraft zur Überwindung der Reibung unerheblich, da das Prinzip für den angestrebten Druckbereich einen Kraftüberschuss zur Verfügung stellt. Die Frage ist hier, ob die Stangendichtung durch den kleinen Hub überhaupt für diese Anwendung geeignet ist. Eine konstruktive Ausführung der Abdichtung wird in Kapitel 5.2 vorgestellt.

Neben dem Einfluss auf den volumetrischen Wirkungsgrad bestimmen die Ventile in erster Linie das Förderverhalten. Insbesondere sind die Öffnungsdrücke der Ventile ausschlaggebend für das saugseitige Verhalten der Dosierpumpe. Geringe Öffnungsdrücke sind vorteilhaft für den erzeugbaren Ansaugunterdruck, wirken sich aber nachteilig auf den erhöhten Druck auf der Saugseite aus. Infolge des erhöhten Drucks können sich die Ventile unkontrolliert und unabhängig von der Kolbenbewegung öffnen. Ein undefinierter Volumenstrom ist die Folge, bei der Dosierpumpe wird das Ventil zwischen dem Saug- und Druckraum überdrückt. Die Beschreibung des Einlassventils ist Bestandteil des Kapitels Kapitel 4.6 bzw. 5.6.3. Das Kolbenventil wird in [Barten] behandelt.

Der Schadraum V_s im großen Hubraum V_{h1} ist neben der Auslegung der Ventile entscheidend für das Ansaugverhalten der Dosierpumpe und sollte so gering wie möglich sein. Zur Definition des Schadraums V_s dient die Abbildung 5-13 auf der Seite 87. Bedingt durch die beiden Ventile lässt er sich aber nicht vermeiden. Die Bedeutung des Schadraums V_s wird im Kapitel 5.6.2 erläutert.

Die Dosierpumpe soll für die genannte Anwendung über eine statische Absperrung verfügen. Sie hat die Aufgabe im Ruhezustand der Dosierpumpe den Kraftstofffluss zwischen Tank und Heizgerät in beiden Richtungen sicher zu unterbrechen. Durch die möglichen Höhenunterschiede im Fahrzeugeinbau könnten anderenfalls durch den Schweredruck unkontrollierte und unter Gesichtspunkten der Sicherheit bedenkliche Zustände eintreten. Um diese Funktion zu gewährleisten erhält der Kolben zusätzlich die Funktion eines Ventilkörpers. Dazu schlägt im einfachsten Fall der Kolben in der Ruhestellung an einen

Elastomer an und verschließt den druckseitigen Ausgang der Dosierpumpe. Ein Elastomeranschlag kann hier aber aufgrund der erforderlichen genauen Hubbegrenzung nicht eingesetzt werden. Bedingt durch den sehr kleinen Hub würden sonst erhebliche Abweichungen vom Sollfördevolumenstrom infolge der Elastizität auftreten. Eine mögliche Konstruktion mit definiertem mechanischem Anschlag zeigt die Abbildung 3-5. Der blau dargestellte Kolben ist nicht komplett axial durchgebohrt und besitzt eine zusätzliche Querbohrung, über die das Fördermedium in den kleinen Hubraum gelangt. Für die Abdichtung ist in die Stirnfläche des Kolbens ein O-Ring eingesetzt. Dieser trennt beim Anliegen des Kolbens am Anschlag die Ausgangsbohrung vom Hubraum. Versuche zeigten eine sichere Abdichtung im Ruhezustand der Dosierpumpe, aber auch Nachteile. Der O-Ring benötigt eine Vorspannung von 10 bis 20% für eine statische Abdichtung. Der verwendete O-Ring hat eine Schnurstärke von 1 mm und benötigt demnach eine Vorspannung von mindestens 0,1 mm, d.h. 0,1 mm des unbelasteten O-Rings ragen aus der Nut im Kolben heraus.

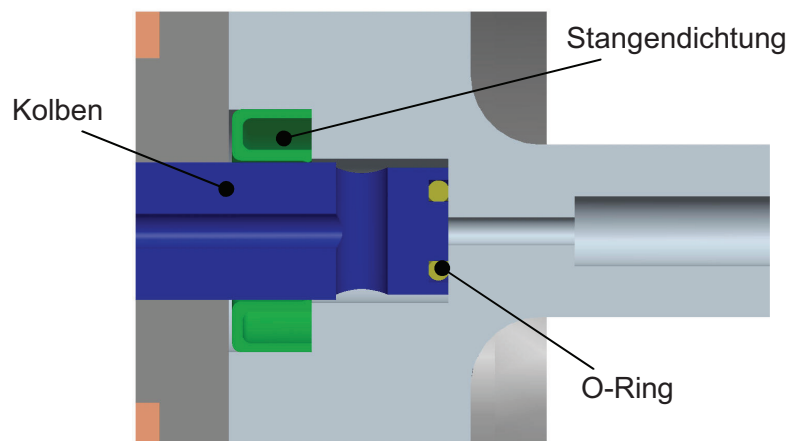


Abbildung 3-5 Statische Abdichtung

Mit dem im Kapitel 4.2 bestimmten Hub von 0,25 mm ergibt sich ein anteiliger Hub von 40% vom Gesamthub bis der O-Ring ohne Druckbelastung die Auslassbohrung freigibt. Der sich bis zur Freigabe im Hubraum aufbauende Druck stellt eine zusätzliche Druckbelastung für den O-Ring dar und verformt diesen elastisch. Die elastische Verformung gibt beim Überschreiten eines bestimmten Druckniveaus die Auslassbohrung nicht mehr frei. Die Förderung wird unterbrochen. Dies zeigten auch die Versuche. Eine akzeptable und konstruktiv einfache Lösung konnte bisher nicht gefunden werden. Als Lösung kommt vorerst nur ein parallel zur Dosierpumpe angesteuertes elektromagnetisches Ventil in Frage.

Spezielle Problemstellungen, die sich aus dem Antriebskonzept ergeben, werden in den folgenden Kapiteln dargestellt und analysiert. Die Lösungen werden aufgezeigt.

4 Elektromagnetisch angetriebene Hubkolbenpumpe

In diesem Kapitel wird die entwickelte elektromagnetisch angetriebene Hubkolbenpumpe vorgestellt. Es wird dabei auf die Themen Aufbau und Funktionsweise, Dimensionierung, elektrische Ansteuerung, Magnetkreis und die fluidische Eigenschaften eingegangen. Für den Nachweis der praktischen Einsetzbarkeit werden Versuchsmuster gebaut und getestet.

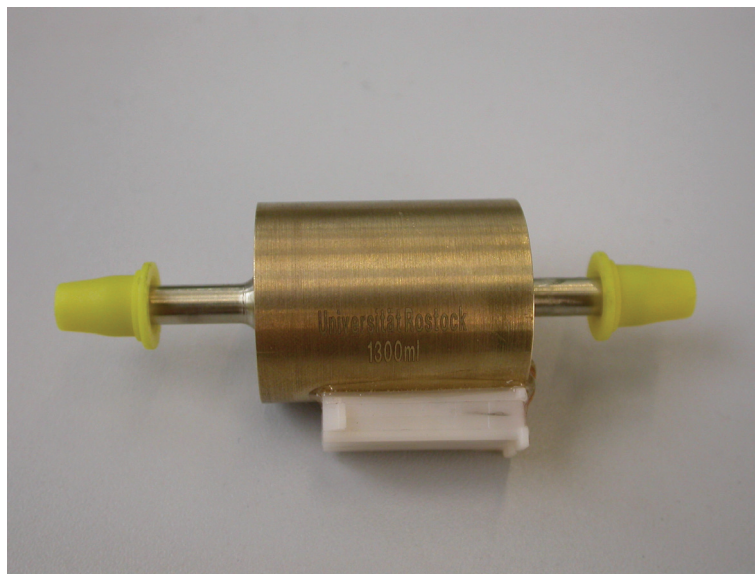


Abbildung 4-1 Dosierpumpe Variante 2

Ein solches Versuchsmuster zeigt die Abbildung 4-1. Die Dosierpumpe erzeugt einen Volumenstrom, der wegen der Doppelhubcharakteristik mit 50 Hz pulsiert, obwohl die Pumpe mit einer Pulsfrequenz von 25 Hz betrieben wird. Die halb so große Pulsfrequenz wirkt sich positiv auf die Lebensdauer der bewegten Teile aus. Aufgrund der vergleichsweise hohen Förderfrequenz der Pumpe und dem dadurch sehr kleinen Fördervolumen pro Hub, ist das Selbstansaugverhalten kritisch. Um das Selbstansaugverhalten der Pumpe zu verbessern entstand ein Plattenventil, das an der Saugseite der Pumpe eingesetzt wird. Durch die kleine bewegte Masse hat dieses Ventil eine hohe Eigenfrequenz. Im Vergleich mit dem eingebauten Kugelventil besitzt es selbst ein geringeres Totvolumen.

4.1 Aufbau und Funktionsweise

Der schematische Aufbau der elektromagnetisch angetriebenen Dosierpumpe ist in Abbildung 4-2 dargestellt. Der nahezu unterbrechungsfreie Förderstrom wird durch die Verwendung des Stufenkolbens erzielt, der durch die unterschiedlich großen Hubräume auf der Druck- und Saugseite gekennzeichnet ist.

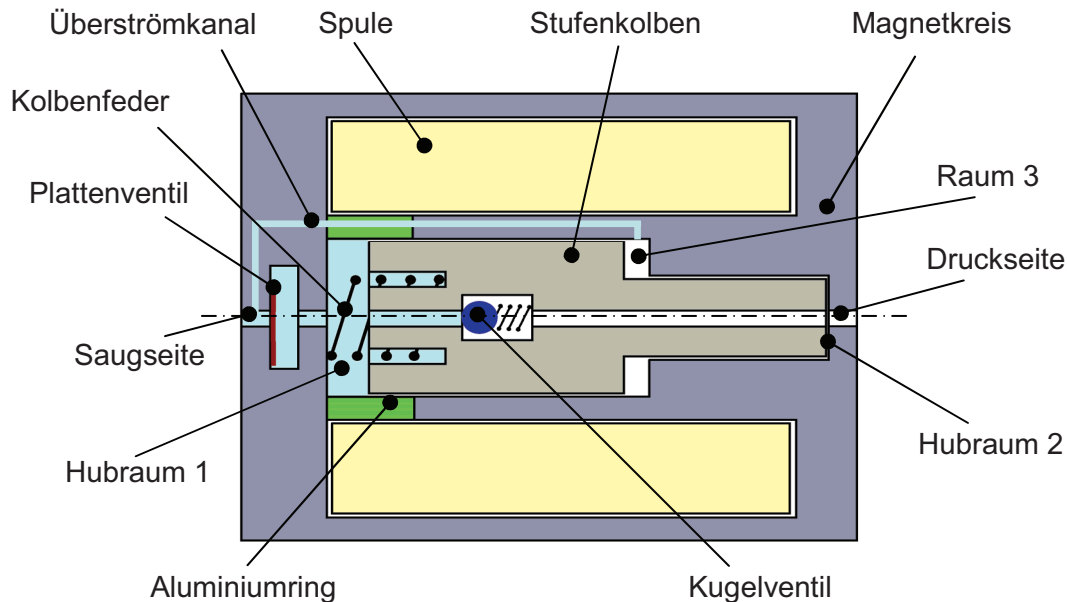


Abbildung 4-2 Pumpenschema

Die Flächen verhalten sich annähernd wie 2:1. So entsteht der größere Hubraum 1 auf der Saugseite und der kleinere Hubraum 2 auf der Druckseite. Um einen Druckaufbau im Raum 3 zu vermeiden, ist er über einen Überströmkanal mit der Saugseite vor dem Plattenventil verbunden. Der Kolben fördert das Medium und ist gleichzeitig der Anker des Elektromagneten, der vom Magnetfeld der Spule durchflutet wird. Der magnetische Kreis ist durch einen Aluminiumring unterbrochen. Durch die Unterbrechung werden die Feldlinien über den Kolben bzw. Anker gelenkt. Der flüssigkeitsgefüllte Spalt im Hubraum 1 ist Teil des „Luftspalts“ und unterbricht den Eisenkreis. Wenn die Spule mit Strom gespeist wird und sich das Magnetfeld ausbildet, wird nach dem Reluktanzprinzip der Spalt durch die am Anker wirkende Kraft verkürzt, d.h. der Kolben bewegt sich gegen die Federkraft. Nach dem Abschalten der Spule drückt die Kolbenfeder den Kolben in seine Ausgangslage zurück. Für die Steuerung des Volumenstroms werden nur zwei Ventile benötigt. Das Plattenventil auf der Saugseite verhindert den Rückfluss des angesaugten Mediums zur Saugseite hin. Das im Kolben eingebaute Kugelventil trennt die beiden Hubräume 1 und 2.

Zur Veranschaulichung der Funktionsweise sind die einzelnen Arbeitsphasen in Abbildung 4-3 schematisch dargestellt. Zu sehen ist die Dosierpumpe mit sechs verschiedenen Kolbenlagen und Ventilstellungen.

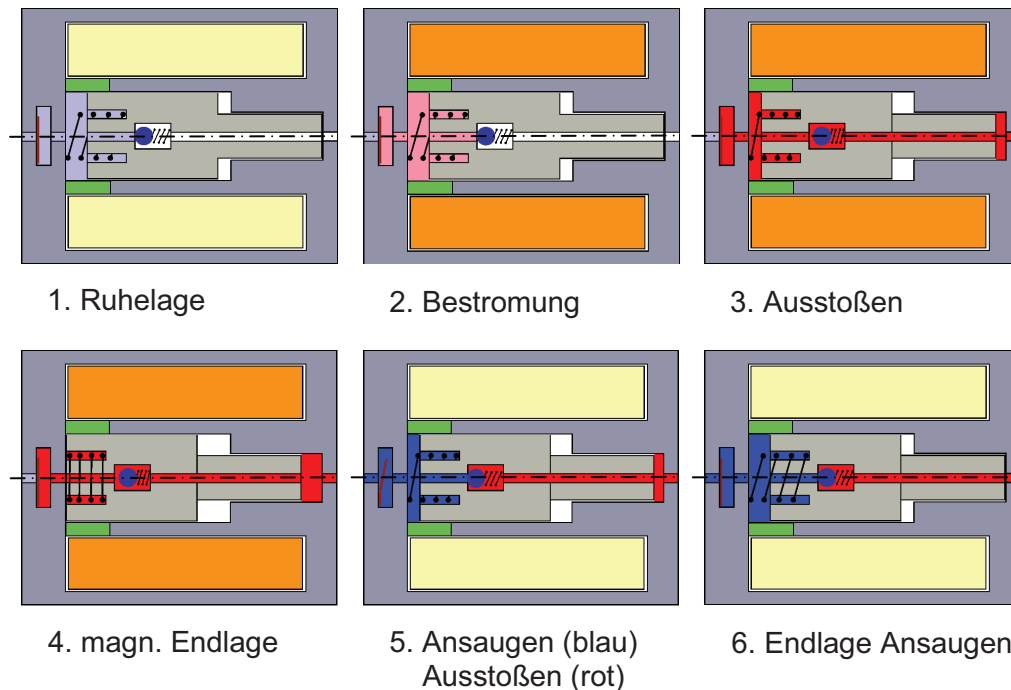


Abbildung 4-3 Arbeitsphasen

1. Ruhelage

In der Ruhelage ist die Spule nicht bestromt. Es wirkt keine magnetische Kraft. Der Kolben wird durch die Kolbenfeder an die rechte Anschlagfläche im kleineren druckseitigen Hubraum 2 gedrückt. Das Plattenventil und das Kolbenventil sind geschlossen. Das zu fördernde Medium befindet sich bereits im größeren saugseitigen Hubraum.

2. Einschalten des Stromes

In dieser Phase wird der Stromkreis zur Spule geschlossen. Die Spannung über der Spule liegt an, der Strom beginnt zu fließen. Der Stromfluss erzeugt ein elektromagnetisches Feld, der Magnetkreis wird durchflutet. Nach dem Reluktanzprinzip wirkt eine magnetische Kraft auf den Kolben. Wenn die Magnetkraft größer wird als die Summe der Widerstandskräfte (Kolbenfederkraft, Druckkraft, Reibkraft, ...) beginnt sich der Kolben nach links zu bewegen, wodurch sich der Druck im größeren Hubraum 1 erhöht.

3. Ausstoßen

Der Druck im größeren Hubraum steigt durch die Bewegung des Kolbens weiter an, bis sich das druckgesteuerte Kugelventil im Kolben öffnet und das Fluid durch den Kolben in den druckseitigen kleineren Hubraum 2 strömt. Durch den Flächenunterschied der beiden Kolbenseiten, wird doppelt soviel Fluid aus dem großen Hubraum 1 verdrängt, als der kleinere aufnehmen kann. Das überschüssige Fluid, dies ist die Hälfte, strömt durch die Öffnung in der Druckseite in die Druckleitung. Die andere Hälfte verbleibt im kleineren druckseitigen Hubraum 2.

4. magnetische Endlage

Der Kolben liegt an der Wandung des großen Hubraums 1 an. Das druckgesteuerte Kolbenventil schließt sich und trennt die beiden Hubräume. Die Kolbenfeder ist in dieser Kolbenlage maximal vorgespannt.

5. Ansaugen/Ausstoßen

Der Stromkreis zur Spule wird unterbrochen, das magnetische Feld und die Magnetkraft abgebaut. Die vorgespannte Kolbenfeder drückt den Kolben nach rechts in die Ruhelage zurück. Das Kolbenventil ist geschlossen, das im kleineren druckseitigen Hubraum 2 befindliche Fluid wird ausgestoßen. Parallel wird durch die Vergrößerung des größeren saugseitigen Hubraums 1 der Druck in diesem Hubraum kleiner. Das druckgesteuerte Plattenventil öffnet sich, Fluid wird angesaugt und strömt durch die Öffnung in der Saugseite in den Hubraum 1.

6. Endlage Ansaugen

Befindet sich der Kolben wieder in seiner Ruhelage, hat der größere saugseitige Hubraum 1 sein maximales Volumen erreicht. Der Ansaugvorgang ist abgeschlossen und das Plattenventil ist wieder geschlossen.

4.2 Dimensionierung der Dosierpumpe

In diesem Abschnitt ist die Auslegung der Dosierpumpe dargestellt. Die Anforderungen bezüglich des Fördervolumenstromes Q und der Förderfrequenz $f_{\text{förd}}$ ergeben für einen

Fördervolumenstrom : $Q = 630 \frac{\text{ml}}{\text{h}} = 175 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}$ und eine

Förderfrequenz : $f_{\text{förd}} = 50 \text{ Hz}$

den Hubraum V_{h1} , unter Berücksichtigung der Doppelhubcharakteristik der Pumpe, entsprechend der Gleichung (4-1).

$$V_{h1} = \frac{2 \cdot Q}{f_{\text{förd}}} = \frac{2 \cdot 175 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}}{50 \text{ Hz}} = 7 \text{ mm}^3 \quad (4-1)$$

Damit steht der Hubraum des größeren Hubraums V_{h1} fest und durch das vorzugsweise zu verwendende Kolbenflächenverhältnis von 2:1 ergibt sich der kleinere Hubraum V_{h2} .

$$V_{h2} = \frac{V_{h1}}{2} = \frac{7 \text{ mm}^3}{2} = 3,5 \text{ mm}^3 \quad (4-2)$$

Als nächstes werden der Kolbenhub s und die beiden Kolbendurchmesser D_{K1} und D_{K2} bestimmt. Beide Größen hängen direkt voneinander ab, d.h. vergrößert man den Hub, dann müssen sich beide Durchmesser verkleinern. Der größere Kolbendurchmesser D_{K1} wird so gewählt, dass sich der Kolben noch mit herkömmlichen Fertigungsverfahren herstellen lässt. Wegen des noch im Kolben zu integrierenden Kugelventils wurde für den größeren

4. Elektrisch angetriebene Hubkolbenpumpe

Kolbendurchmesser $D_{K1} = 6 \text{ mm}$ gewählt. Dieser Durchmesser ist aus fertigungstechnischer Sicht gut herstellbar. Für diesen Durchmesser stehen auch geeignete Dichtungen zur Verfügung. Für die Abdichtung zwischen Kolben und Zylinder, werden versuchsweise verschiedene Dichtungssysteme eingesetzt. Der kleinere Kolbendurchmesser D_{K2} ergibt sich aus dem Flächenverhältnis von 2:1.

$$A_{K2} = \frac{1}{2} \cdot A_{K1} = \frac{\pi}{8} \cdot D_{K1}^2 = \frac{\pi}{4} \cdot D_{K2}^2 \quad (4-3)$$

$$D_{K2} = \sqrt{\frac{D_{K1}^2}{2}} = \sqrt{\frac{(6 \text{ mm})^2}{2}} = 4,24 \text{ mm} \quad (4-4)$$

Der berechnete Kolbendurchmesser D_{K2} wird auf den Innendurchmesser einer am Markt verfügbaren Standarddichtung von 4 mm reduziert. Das Flächen- bzw. Hubraumverhältnis beträgt dann 2,25:1. Das daraus resultierende leicht unsymmetrische Förderverhalten wirkt sich aber nicht nachteilig auf die Anwendung in den Standheizungen aus. Vorteile bringt dagegen die Standarddichtung beim hydraulischen Wirkungsgrad.

Der Kolbenhub s ist:

$$s = \frac{V_{h1}}{A_{K1}} = \frac{4 \cdot V_{h1}}{\pi \cdot D_{K1}^2} = \frac{4 \cdot 7 \text{ mm}^3}{\pi \cdot (6 \text{ mm})^2} = 0,2475 \text{ mm} \quad (4-5)$$

Mit einem gewählten Kolbenhub s von 0,25 mm für die Dosierpumpe bei einem geforderten Fördervolumenstrom von $Q = 630 \text{ ml/h}$ ergibt sich eine Förderfrequenz $f_{\text{förd}} = 49,5 \text{ Hz}$.

Mit dieser Geometriefestlegung werden die gestellten Anforderungen, ohne wesentliche Verluste bei der Förderung, erreicht. Die anderen Komponenten der Dosierpumpe sind entsprechend ihrer Funktion ausgewählt bzw. konstruiert. Ein Schnitt durch die Dosierpumpe ist in der nachfolgenden Abbildung 4-4 dargestellt.

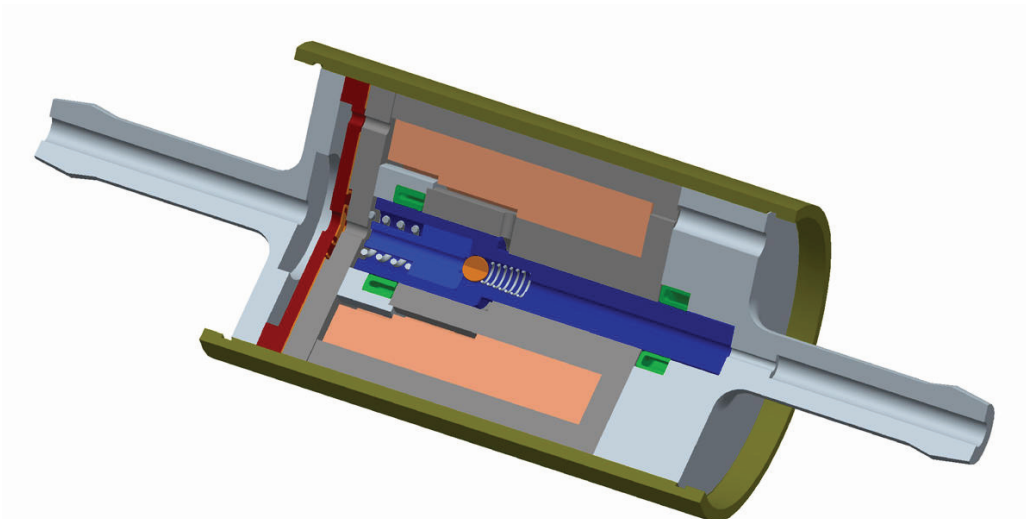


Abbildung 4-4 Schnittbild Dosierpumpe V.2

Als Dichtungen für den Stufenkolben werden bei dieser Variante Stangendichtungen aus verstärktem Teflon eingesetzt, die in der Abbildung 4-4 grün dargestellt sind.

Weitere Details zur Konstruktion der Dosierpumpe sind in [Barten] zu finden.

4.3 Funktionsmuster und elektrische Ansteuerung

In mehreren Iterationsschleifen wurden weiterentwickelte Funktionsmuster gefertigt und deren Funktion experimentell nachgewiesen. Auf die Funktion der Dosierpumpe hat der Bewegungsablauf des Kolbens den größten Einfluss. Die Abbildung 4-5 zeigt die Ergebnisse einer durchgeführten Messung. Die Kolbengeschwindigkeit v_K wurde mittels eines Laservibrometers gemessen, siehe Kapitel 4.5.1. Das Pumpengehäuse wurde dafür so modifiziert, dass es möglich ist den Laserstrahl durch die Auslassöffnung auf den Kolben auszurichten. Durch eine Integration der gemessenen Kolbengeschwindigkeit v_K wird der Kolbenweg bzw. Kolbenhub s ermittelt. Neben der Kolbengeschwindigkeit v_K werden parallel auch der Spulenstrom I und die Spannung U aufgezeichnet. Durch diese zusätzlichen Messwerte lässt sich die elektrische Leistungsaufnahme berechnen. In Verbindung mit der Spannung U lassen sich die Zeitkonstanten für die Kolbenbewegung ermitteln. So konnte die zeitliche Verzögerung zwischen dem Stromfluss und der einsetzenden Kolbenbewegung ermittelt werden. Gleiches gilt für das Abschalten. Die Zeitkonstanten charakterisieren den magnetischen Kreis und dessen Auslegung. Zusätzlich wird die maximale Ansteuerfrequenz bestimmt, bei der der Kolben noch volle Hübe ausführt.

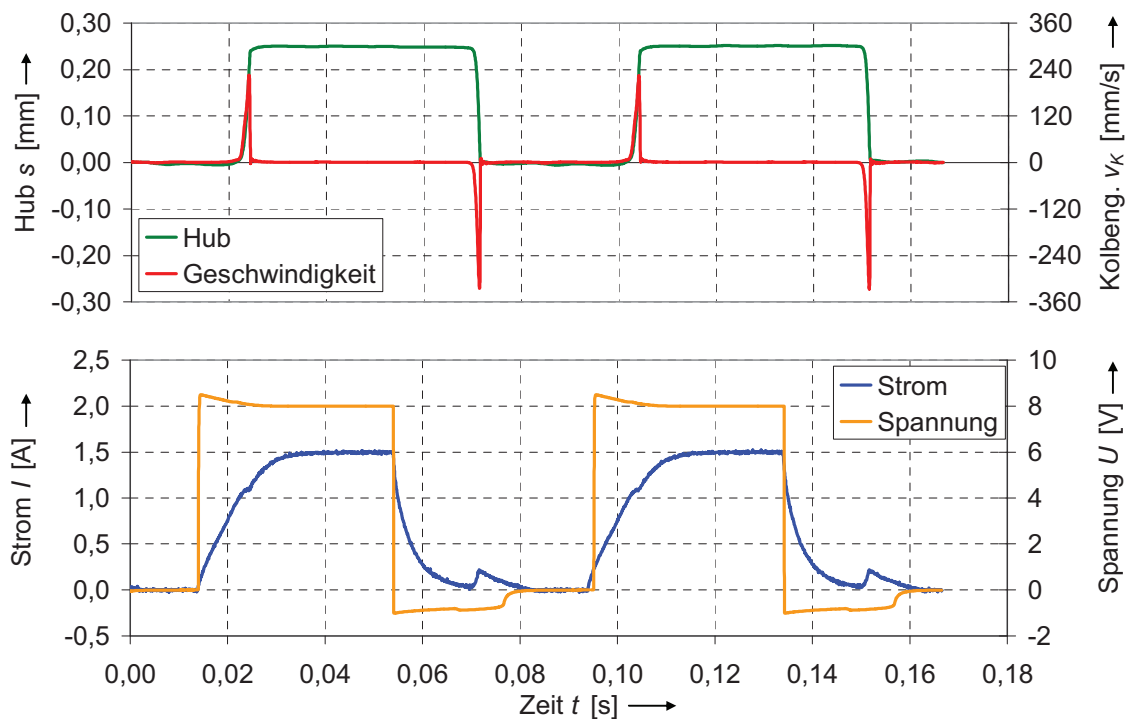


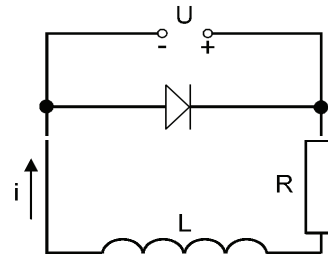
Abbildung 4-5 Messergebnisse Dosierpumpe V.1

Das Spannungssignal wird von einem Steuergerät mit einem Leistungsschalter erzeugt, der den Stromkreis zur Spule unterbricht bzw. schließt. Bei der positiven Flanke des internen Taktsignals wird der Stromkreis geschlossen, bei der negativen Flanke unterbrochen. Beim Anlegen der Spulenspannung steigt diese unverzüglich steil an. Sie schwingt bedingt durch das Verhalten der Spannungsversorgung kurz über und erreicht anschließend einen konstanten Wert. Die Spule stellt für den Strom eine in Reihe mit einem Widerstand geschaltete Induktivität dar. Der Strom hat den typischen Verlauf beim Einschalten einer

Induktivität. Das Ersatzschaltbild der Spule besteht aus einer Induktivität L und dem ohmschen Widerstand R des gewickelten Drahtes. Zusätzlich ist die Freilaufdiode eingezeichnet. Entsprechend der Forderung, dass die Summe der Spannungen in einem geschlossenen Stromkreis zu jeder Zeit Null sein muss, folgt:

$$U - R \cdot i - L \frac{di}{dt} = 0 \quad (4-6)$$

mit: U Klemmenspannung [V]
 R ohmscher Widerstand [Ω]
 i Stromstärke [A] zur Zeit t [s]
nach dem Einschalten
 L Induktivität [H]



Nach Lösung der Differentialgleichung für den Einschaltvorgang ergibt sich der Strom als Funktion der Zeit zu:

$$i = \frac{U}{R} \cdot (1 - e^{-t/\tau}) \quad (4-7)$$

mit der Zeitkonstante $\tau = \frac{L}{R}$ [s]

Dieser Verlauf stimmt mit den Messungen überein, bis auf ein kurzeitiges Absinken des Stromes vor dem Erreichen des Maximalstromes. Ursache dafür ist die Bewegung des Kolbens, wodurch eine Gegenspannung induziert wird, die zu einem Abfall des Stromes führt. An dessen Verlauf lässt sich der Anschlag des Kolbens in seiner magnetischen Endlage erkennen. Wenn der Kolben seine Endlage erreicht hat, steigt der Strom auf sein Maximum an. Das Maximum ist definiert durch den ohmschen Widerstand der Spule. Beim Unterbrechen des Stromflusses durch den Leistungsschalter fällt der Strom über die eingebaute Freilaufdiode sehr schnell ab.

Für den Dosierpumpenbetrieb ist es wichtig mit ausreichender Sicherheit vollständige Hübe zu erreichen. Die Auslegung der Spule, d.h. deren Induktivität, ist für das zeitliche Verhalten der Dosierpumpe maßgebend. Eine genauere Betrachtung und ein Vergleich der verschiedenen Dosierpumpen erfolgt in Kapitel 4.5.2.

4.3.1 Elektrische Ansteuerung

Die Spule wird mit einem Rechteckimpuls angesteuert, siehe Abbildung 4-6, der eine bestimmte Amplitude und Wiederholfrequenz hat. Die Amplitude und die Dauer des Stromimpulses t_i und des Ruheimpulses t_r lassen sich einstellen, um verschiedene Versuchsbedingungen abdecken zu können. Durch die Variation der Impulsdauern ergibt sich die entsprechende Periodendauer T_s .

Über die Beziehung

$$f_{anst} = \frac{1}{T_s} \quad (4-8)$$

lässt sich die Ansteuerfrequenz f_{anst} und unter Berücksichtigung der Doppelhubcharakteristik der Dosierpumpe die Förderfrequenz mit

$$f_{förd} = 2 f_{anst} \quad (4-9)$$

ermitteln.

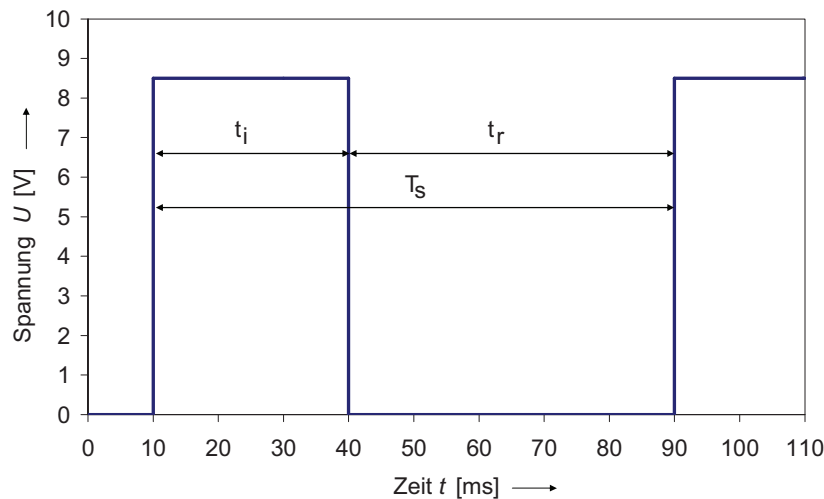


Abbildung 4-6 Ansteuerimpulsform

Um eine praxisnahe elektrische Ansteuerung der Pumpe zu realisieren, wird wie in den Seriensteuergeräten der Standheizungen ein High-Side-Switch mit integrierter Freilaufdiode verwendet. Die in den Steuergeräten zusätzlich integrierte Freilaufdiode zur Unterdrückung der nachteiligen induktiven Eigenschaften der Magnetspule beim Abschalten der Spannung wird optional extern zugeschaltet, um das elektrische und mechanische Verhalten der Dosierpumpe mit und ohne externer Freilaufdiode darstellen zu können. Unter diesen Maßgaben wurden zwei Typen von Dosierpumpensteuergeräten entworfen und aufgebaut. Das in Abbildung 4-7 (a) dargestellte Gerät arbeitet ohne zusätzlichen PC. Es dient für die Ansteuerung der Dosierpumpe bei Dauerlauftests und für Präsentationszwecke. Das Steuergerät verwendet einen Mikrokontroller vom Typ ATmega8 [8]. Die Zeiten für den Spannungsimpuls t_i und den Ruheimpuls t_r werden im integrierten Display dargestellt und sind über die Menüführung vom Anwender frei wählbar. Die sich ergebende Ansteuerfrequenz f_{anst} wird nach der Eingabe angezeigt. Der Leistungsausgang ist auf eine feste Spannung von 12 V ausgelegt, was den Anforderungen beim Dauerlauftest entspricht. Das aufgebaute kompakte und rechnerunabhängige Dosierpumpensteuergerät arbeitet mit Netzspannung.

4. Elektrisch angetriebene Hubkolbenpumpe

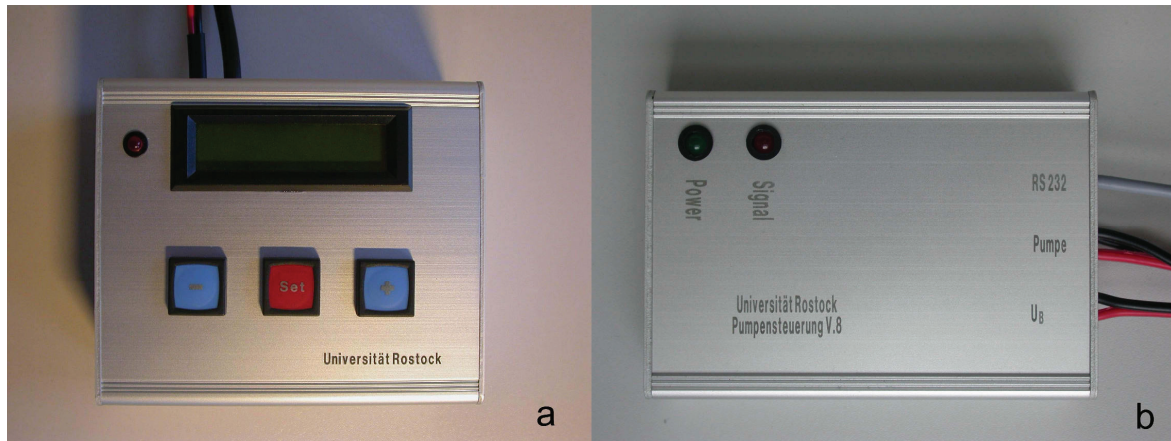


Abbildung 4-7 Dosierpumpensteuergeräte

Das zweite in Abbildung 4-7 (b) dargestellte Gerät hat im Prinzip dieselben Fähigkeiten. Die Einstellungen der Zeiten werden hier aber mittels eines LabView Programms [11] auf einem PC vorgenommen und danach via RS 232 Schnittstelle ebenfalls an einen Mikrokontroller gleichen Typs weitergegeben. Die Bedienoberfläche zeigt die Abbildung 4-8.

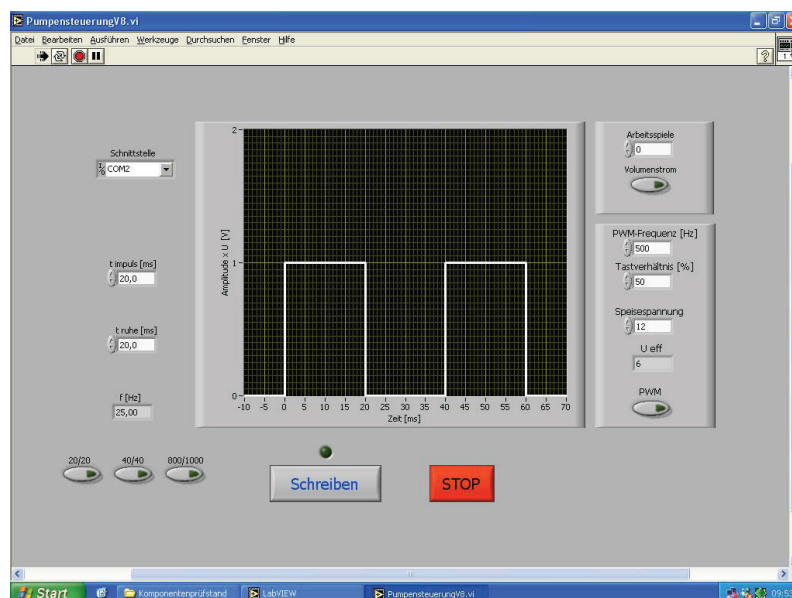


Abbildung 4-8 Bedienoberfläche der Pumpensteuerung

Zur Kontrolle werden bei diesem Gerät die eingestellten Impulsdauern grafisch dargestellt. Zusätzlich lässt sich mit diesem Dosierpumpensteuergerät die Dosierpumpe auch im pulsweitenmodulierten Betrieb (PWM) ansteuern. In der Praxis erfolgt die Ansteuerung mittels eines PWM-Signals mit einem effektiven Spannungswert von ca. 8 V und bei einer PWM-Frequenz von 500 Hz. Damit können eventuell vorhandene Spannungsschwankungen im Bordnetz ausgeglichen werden. Mit dem Programm können die PWM-Frequenz, das Tastverhältnis und damit die Effektivspannung eingestellt werden. Die elektrische Spannung für die Dosierpumpe wird von einem separaten Netzteil bereitgestellt und über den High-Side-Switch geschaltet. Der Spannungspegel an der Dosierpumpe kann am Netzteil eingestellt werden. Für die zeitliche Erfassung der Spannung an der Dosierpumpe und des fließenden Stromes sind die erforderlichen Messstellen nach außen geführt.

4. Elektrisch angetriebene Hubkolbenpumpe

In Abbildung 4-9 ist der Schaltplan dargestellt. Für den Betrieb des Mikrokontrollers wird eine Versorgungsspannung von 5 V durch den vorgeschalteten Spannungsregler erzeugt. Neben dem Mikrokontroller ist für die Kommunikation mit dem Rechner der Schnittstellentreiber vom Typ Max235 [4] eingebaut. Das Schalten der Ausgangsspannung übernimmt, wie bereits erwähnt, ein High-Side-Switch vom Typ BTS 432 [3], der nicht dargestellt ist. Als Last wird die Pumpe an P+ und P- angeschlossen.

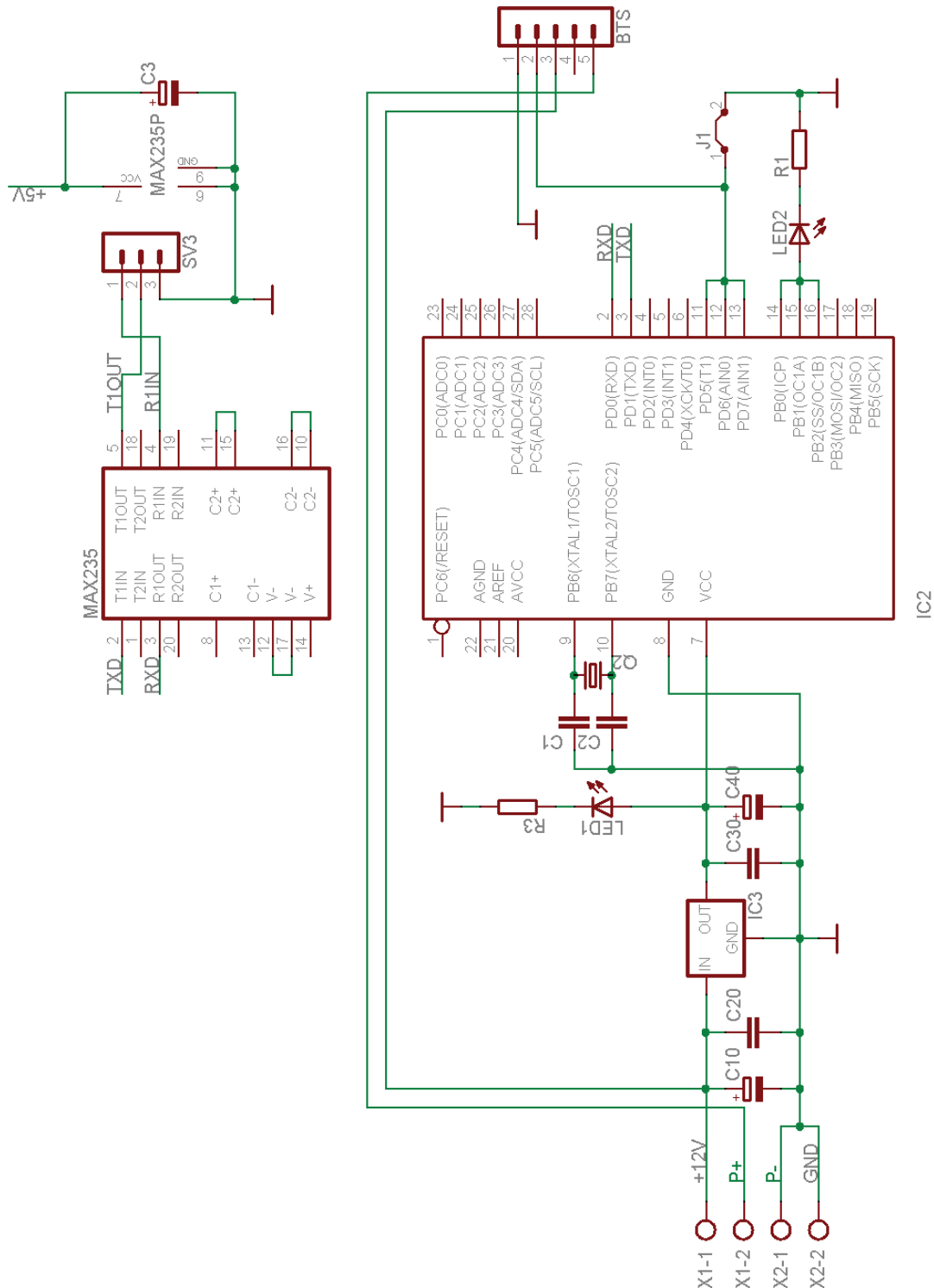


Abbildung 4-9 Schaltplan Dosierpumpensteuergerät

4.4 Der magnetische Kreis

Die Dosierpumpe entspricht einem Elektromagneten, in den eine Dosierpumpe integriert wurde. Über die Spule wird elektrische Energie in magnetische und über den magnetischen Kreis schlussendlich in mechanische Energie umgewandelt. Die von der Ansteuerung, siehe Abschnitt 4.3.1, erzeugten elektrischen Impulse steuern die Spannung, den magnetischen Fluss und schließlich die Bewegung des Kolbens und die Förderung des Fluids. Durch die Doppelfunktion Kolben und magnetischer Anker reduzieren sich die bewegten Massen und die Anzahl der Bauteile. Die Massenreduzierung erhöht die mechanische Eigenfrequenz des schwingungsfähigen Feder-Masse-Systems und wirkt sich damit positiv auf die gewünschte hohe Förderfrequenz aus. Die für die Beschleunigung des Kolbens benötigte Kraft ist wegen der geringen Masse klein, wodurch ein großer Anteil der magnetischen Kraft für die Druckerzeugung zur Verfügung steht.

Die Größe der magnetischen Kraft ist ausschlaggebend für den erreichbaren maximalen Förderdruck p_{max} und die Förderfrequenz $f_{förd}$ sowie für die Förderstabilität bei verschiedenen Viskositäten der Fördermedien infolge unterschiedlicher Temperaturen. Die funktionale Vereinigung des Ankers und des Kolbens wirkt sich nachteilig auf die erreichbare magnetische Kraft aus. Nach folgender Gleichung kann die magnetische Kraft berechnet werden.

$$F_{magn} = \frac{B \cdot H \cdot A_{magn}}{2} = \frac{\pi}{8} \cdot B \cdot H \cdot D_{magn}^2 \quad (4-10)$$

Der äquivalente magnetische Durchmesser D_{magn} geht bei der Berechnung der magnetischen Kraft F_{magn} quadratisch ein und stellt wegen seines quadratischen Einflusses im Allgemeinen eine gute Möglichkeit dar, die erzeugbare Kraft über die Geometrie einzustellen. Wegen des kleinen Hubvolumens gibt es hier aber deutliche Einschränkungen bei der Wahl des Durchmessers. Der größere und für die magnetische Kraft ausschlaggebende Kolbendurchmesser D_{K1} ist bei den Pumpenvarianten mit jeweils 6 mm festgelegt. Dementsprechend klein ist die magnetisch wirksame Fläche, bei der eventuell vorhandene Bohrungen noch abzuziehen sind. Die Gleichung (4-11) zeigt die Abhängigkeit der auf die Kolbenfläche A_{K1} wirkenden Kraft F vom Druck p . Hier geht der Kolbendurchmesser D_{K1} ebenfalls quadratisch ein, wodurch sich die vorhergehende Überlegung relativiert, da die Druck- und Krafterzeugung quadratisch vom Durchmesser des Kolbens abhängen.

$$F = p \cdot A_{K1} = \frac{\pi}{4} \cdot p \cdot D_{K1}^2 \quad (4-11)$$

4.4.1 Aufbau

Der Aufbau des magnetischen Kreises der Dosierpumpe ist in Abbildung 4-10 dargestellt. Man spricht nach Böge [Böge] von einem Magnetkreis, weil die Feldlinien des Magnetfeldes geschlossen sind. Nach Kallenbach [Kall] besteht ein Magnetkreis eines Aktuators aus dem Anker als beweglichem Teil, dem magnetischen Eisenrückschluss, der mit der Erregerspule

gestellfest verbunden ist sowie dem Arbeitsluftspalt. Im Arbeitsluftspalt δ wird die Magnetkraft nach dem Reluktanzprinzip erzeugt. Der Magnetkreis hat das Bestreben den Zustand des geringsten Widerstandes einzunehmen.

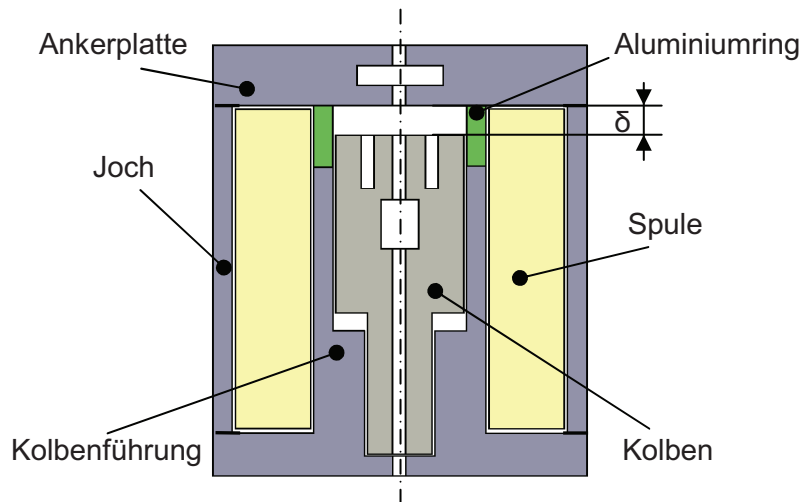


Abbildung 4-10 Magnetkreis

Der Luftspalt stellt einen großen magnetischen Widerstand dar, der sich durch die Verschiebung des Ankers bzw. des Kolbens, d.h. durch Reduzierung des Luftspaltes, verringert. Wenn der Kolben auf der elektromagnetischen Ankerplatte aufliegt, herrscht im gesamten Magnetkreis nur noch der Widerstand des Eisenkreises. Dieser Zustand ergibt dann den kleinsten Widerstandes des magnetischen Kreises und die geringste Induktion.

Der magnetische Eisenrückschluss besteht bei der Dosierpumpe aus der Kolbenführung, der Ankerplatte und dem Joch. Für die Pumpenfunktion ist in die Ankerplatte zusätzlich das Plattenventil integriert. Zudem ist ein Aluminiumring zwischen der Kolbenführung und der Ankerplatte eingebaut, der zum einen den Magnetkreis parallel zum Luftspalt δ unterbricht und zum anderen für den großen Hubraum V_{h1} die zylindrische Abgrenzung darstellt.

4.4.2 Spule

In der Spule wird die elektrische Energie in magnetische umgewandelt. Bei der verwendeten Spule handelt es sich um eine zylindrische und körperlos gewickelte Kupferdrahtspule, d.h. sie besitzt keinen Spulenkörper, siehe Abbildung 4-11. Um den einzelnen Wicklungen Zusammenhalt und Stabilität zu geben, wird die Spule während des Wickelvorgangs mit Epoxydharz benetzt. Diese Vorgehensweise hat zwei Vorteile. Erstens kann der Spulenkörper als Träger für die Wicklungen entfallen, wodurch sich mehr Windungen in dem zur Verfügung stehenden Bauraum unterbringen lassen. Zweitens ist die Spule schwingungsunempfindlicher, da die einzelnen Windungen über das Epoxydharz fest miteinander verbunden sind und somit eine mechanische Beschädigung der Drahtisolierung innerhalb der Spule ausgeschlossen ist. Durch den nicht vorhandenen Spulenkörper ist zudem die Wärmeabfuhr über die



Abbildung 4-11 Spule

Kolbenführung deutlich höher, wodurch das thermische Verhalten positiv beeinflusst wird. Beim Wickeln einer Spule mit gegebenem Drahtdurchmesser gilt es im Allgemeinen soviel wie möglich an Windungen unterzubringen. Man unterscheidet nach [Kall] drei Wicklungsarten, siehe Abbildung 4-12. Es sind jeweils 45 Querschnitte des Spulendrahtes und dieselbe Höhe und Breite des Spulenkörpers in den drei Einzelbildern dargestellt. In (a) ist die gleichmäßige Reihenwicklung dargestellt.

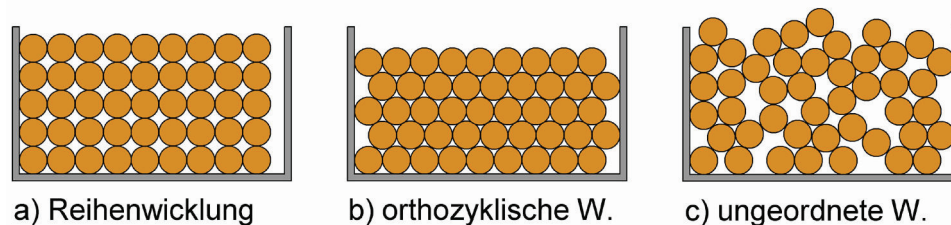


Abbildung 4-12 Wicklungsarten einer Drahtspule

Hier liegen die Drähte dicht nebeneinander und in mehreren Lagen ohne Versatz übereinander. Bei der orthozyklischen Wicklung (b) liegen die Drähte ebenfalls dicht nebeneinander und in Lagen übereinander. Die Lagen sind aber um den Betrag des Drahtradius gegeneinander verschoben, wodurch die Freiräume zwischen den Drähten besser ausgefüllt werden. Völlig dem Zufall überlassen zeigt sich die Drahtanordnung bei der ungeordneten oder auch wilden Wicklung. Für eine besonders hohe Ausnutzung der Wicklungsfläche bietet sich die orthozyklische Wicklung an.

Bei der Spule für die Dosierpumpe wurde anfangs die orthozyklische Wicklung verwendet. Durch die teilweise mehrfach abgesetzte Spule ging die Wicklung aber mehr und mehr in eine ungeordnete über. Die Spulenabsätze sind für die Realisierung des Überströmkanals erforderlich. Es wurden Spulen mit verschiedenen Drahtstärken gewickelt, die unterschiedliche elektromagnetische Eigenschaften haben.

4.4.3 Eisenrückschluss und Anker

Die übrigen Komponenten des Magnetkreises sind so gestaltet, dass sie die für die Anforderungen der Dosierpumpe notwendigen Funktionen erzielen. Dies gilt im Besonderen für die Kolbenführung und den Kolben. Das Joch und die Ankerplatte können geometrisch relativ frei gestaltet werden. Als Werkstoff wurde anfangs Relaiseisen RFe60 verwendet. Hierbei handelt es sich um technisch reines Eisen, welches im direkten Vergleich mit herkömmlichem Stahl eine geringere Koerzitivfeldstärke und eine höhere Sättigungsinduktion besitzt. Es ist bekannt, dass die magnetische Güte des eingesetzten Werkstoffes einen großen Einfluss auf den Wirkungsgrad des elektromagnetischen Aktors hat. Der Wirkungsgrad steigt mit zunehmender magnetischer Qualität des Werkstoffes. Das Relaiseisen wird aufgrund der guten magnetischen Eigenschaften oft für solche Aktoren verwendet. Jedoch zeigte sich bereits bei dem ersten Versuchsmuster, siehe Ende Kapitel 4.4.4.2, dass das Relaiseisen nur bedingt für diese zeitkritischen Bewegungsabläufe geeignet ist. Nur durch eine konstruktive Änderung, mit dem Nachteil einer reduzierten Kraft, sind die Anforderungen zu erfüllen.

Bei der letzten Variante der Dosierpumpe wurde Vacoflux50 [5] zur weiteren Steigerung des Wirkungsgrades eingesetzt. Hierbei handelt es sich um eine spezielle Legierung für den Einsatz für hoch beanspruchbare elektromagnetische Aktoren.

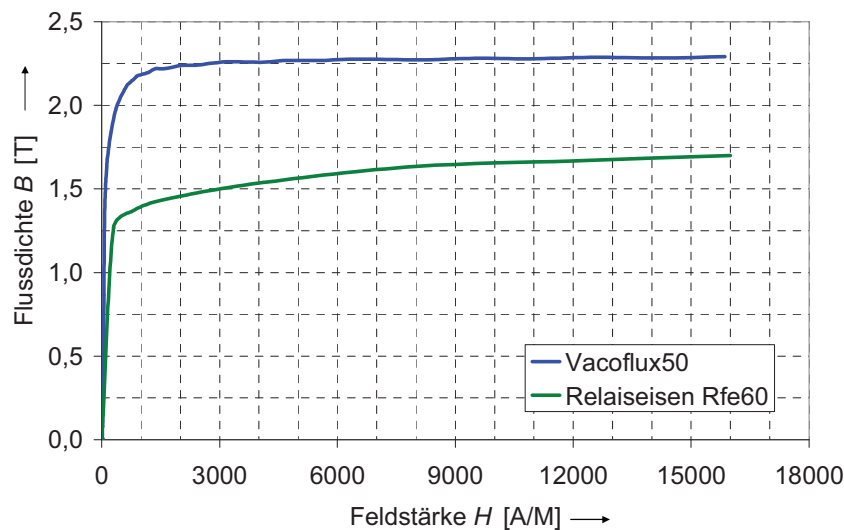


Abbildung 4-13 Nichtlineare Werkstoffkennlinien, Quelle: Vacuumschmelze [5]

Alle magnetischen Werkstoffe haben ein Sättigungsverhalten, d.h. sie gehen ab einer bestimmten magnetischen Feldstärke bei einer weiteren Erhöhung der Feldstärke nichtlinear gegen einen Maximalwert der Flussdichte, d.h. sie erreichen die Sättigung. Dieses Verhalten ist für das Relaiseisen RFe60 und für Vacoflux50 in der Abbildung 4-13 dargestellt. Der Magnetkreis ist dadurch begrenzt. Im Vergleich zum Relaiseisen zeigt das Vacoflux50 ein günstigeres Sättigungsverhalten.

Ziel bei der Untersuchung des Magnetkreises ist es diesen zu optimieren. Für die magnetische Flussdichte bedeutet dies, lokale Maxima zu erkennen, diese abzuschwächen, bis eine homogene Verteilung im Magnetkreis vorliegt und damit eine hohe Magnetkraft erreicht wird.

4.4.4 FEM Simulation

Die numerische Simulation mit der Finiten Elemente Methode ist eine gute Möglichkeit den Entwicklungsprozess zu verbessern und zu beschleunigen. Hier wird die FEM-Methode für eine günstige Gestaltung des Magnetkreises angewendet. So lassen sich bereits vor der Herstellung des ersten Funktionsmodells Schwächen erkennen und im Vorfeld beseitigen oder reduzieren. Durch die Vereinigung der Funktionen Anker und Kolben lassen sich Änderungen am Magnetkreis nicht ohne Einbeziehung der fluidischen Funktionen der Bauteile durchführen, d.h. geometrische Änderungen sind, wenn überhaupt, nur unter Beachtung der funktionalen Abhängigkeit möglich.

Das prinzipielle Vorgehen und die Umsetzung der gewonnenen Erkenntnisse aus der Simulation werden nachfolgend beschrieben.

4.4.4.1 Modellbildung

Die Modellbildung und die Darstellung der Ergebnisse werden am Beispiel der Dosierpumpenvariante 1 genauer erläutert, siehe Abbildung 4-14. Im Anschluss daran werden die verbesserten Varianten 2 und 3 vorgestellt.

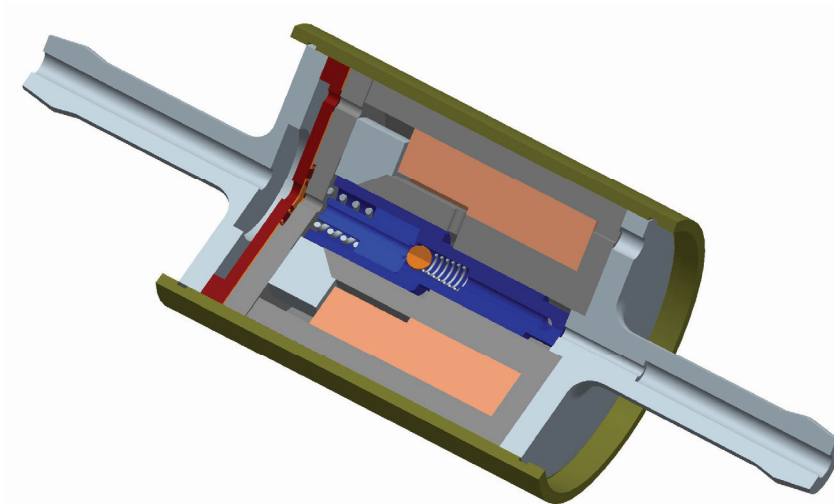


Abbildung 4-14 Schnittbild Dosierpumpe V.1

Am Anfang der Simulation steht die Reduzierung der gesamten Dosierpumpe auf ein einfaches magnetisches Modell, das dem Magnetkreis entspricht. Alle anderen Bauteile, wie Schlauchanschlüsse, Filter, etc. werden nicht in das Modell einbezogen, da deren Einfluss auf das magnetische Verhalten des Pumpenantriebs zu vernachlässigen ist. Bei der Modellbildung werden komplexe Geometrien vereinfacht, um den Diskretisierungsaufwand zu reduzieren. Die magnetisch relevanten Bauteile besitzen allesamt einfache Geometrien und sind als Drehteil rotationssymmetrisch. Diese Symmetrie wird bei der Modellbildung ausgenutzt, wodurch die Modellierung vereinfacht und die Rechenzeit verkürzt wird. Mit den konstruktiv festgelegten Abmessungen wird im FEM Programm ANSYS [Ansys] ein Modell erstellt.

Zu Beginn werden Flächen erzeugt, die bei einer Rotation um die Symmetrieachse (y-Achse) die verschiedenen Komponenten der Dosierpumpe begrenzen, siehe Abbildung 4-15. Der genannte Aluminiumring ist nicht mit einbezogen worden, da er wegen seiner nur geringen magnetischen Wirkung im Vergleich zum Relaiseisen zu vernachlässigen ist. Die mit dem zu fördernden Fluid ausgefüllten Bereiche und der Aluminiumring werden wie Luft angesehen und entsprechend modelliert.

Nach dem Erstellen der Geometrie müssen die magnetischen Materialeigenschaften und der Elementtyp definiert werden. Mit diesen Vorgaben erfolgt im nächsten Schritt die Vernetzung der Flächen. Als Elementtyp wird PLANE13 gewählt. Hierbei handelt es sich um ein 2-D Element mit 4 Knoten und je 4 Freiheitsgraden [Ansys]. Durch das Selektieren der entsprechenden Key-Option wird die Rotationssymmetrie um die y-Achse berücksichtigt, d.h. ein quasi 3-D Modell erzeugt.

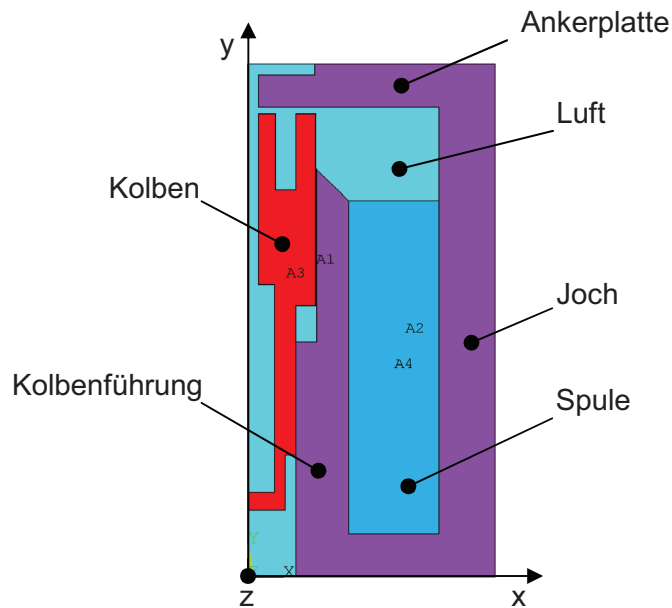


Abbildung 4-15 Flächenmodell DP V.1

Für die Auswahl des Elementtyps sind unter anderem die zu modellierenden Größen, wie die Feldstärke, die Flussdichte, die Feldlinien und die magnetischen Kräfte entscheidend. Das Element PLANE13 erlaubt es die nichtlinearen magnetischen Stoffeigenschaften bei der Simulation zu berücksichtigen. Im Programm wird die Magnetisierungskurve für den Eisenrückschluss in Form der B-H Kurve hinterlegt, siehe Abbildung 4-13. Das generierte Netz ist in der nachfolgenden Abbildung 4-16 dargestellt.

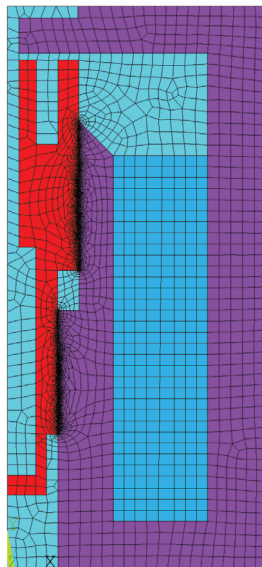


Abbildung 4-16 Vernetzung DP V.1

Nach der Vernetzung werden die Randbedingungen eingearbeitet. So wird zum Beispiel der Kolben als die Komponente deklariert, an der die Berechnung der magnetischen Kraft erfolgt und der Spule die Stromdichte J_S nach folgender Gleichung zugeordnet.

$$JS = \frac{n \cdot I}{A_{Spule}} \quad (4-12)$$

mit: n Anzahl der Wicklungen [-]
 I Stromstärke [A]
 A_{Spule} Querschnittsfläche der Spule [m²]

Nach der Festlegung aller Randbedingungen und der Lösungsoptionen erfolgt die Berechnung. Bei der Simulation wird die Bewegung des Kolbens nicht berücksichtigt. Die Bewegung des Kolbens bewirkt eine Gegeninduktion in der Spule, wodurch die Spannung über der Spule und folglich der Stromfluss in der Spule verkleinert werden. Die magnetische Feldstärke nimmt ab. Somit wirkt sich die Gegeninduktion auf die Magnetkraft nachteilig aus, d.h. sie reduziert diese. Für die Berechnung der magnetischen Eigenschaften des Modells unter Einbeziehung des nichtlinearen Materialverhaltens wurde der Solver MAGSOLV [Ansys] verwendet. Anhand der Simulationsergebnisse werden vorhandene Schwachstellen aufgezeigt und Verbesserungsmöglichkeiten erarbeitet.

4.4.4.2 Berechnung der Dosierpumpe V.1

Ziel der numerischen Simulation mit ANSYS ist die geometrische Optimierung des Magnetkreises, d.h. der elektromagnetischen Komponenten. Das Ergebnis soll eine erhöhte magnetische Kraft bei unverändertem Einsatz von elektrischer Energie, also ein verbesserter elektromechanischer Wirkungsgrad, sein. Die Untersuchung der Dosierpumpe V.1 stellt den Ausgangszustand der beiden nachfolgend beschriebenen Optimierungen des Magnetkreises dar. Sie beschreibt das Vorgehen und zeigt mögliche Einflussparameter für die Optimierung auf. Ein Vorteil der Simulation ist die Möglichkeit, eine Aussage über den Sättigungszustand im Eisenkreis infolge der nichtlinearen Materialeigenschaften machen zu können, der die Ursache für die Nichtlinearität der Strom-Kraft-Kennlinien ist.

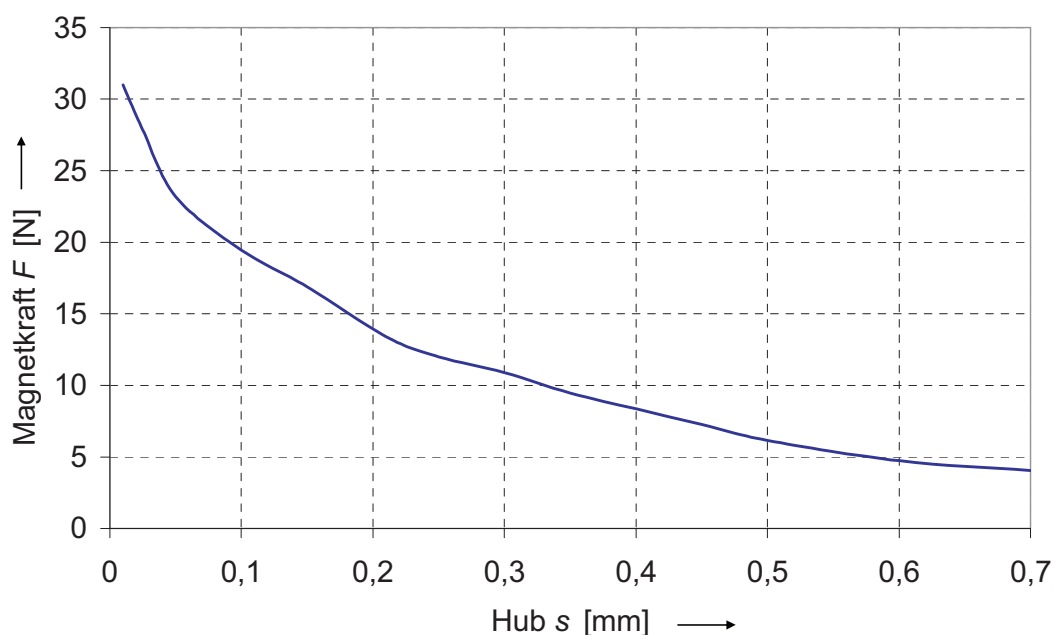


Abbildung 4-17 Weg-Kraft-Kennlinie DP V.1 $I=1$ A (Simulation)

Als Ergebnis steht zum einen der Zahlenwert für die auf den Kolben wirkende Magnetkraft in Abhängigkeit vom fließenden Strom und abhängig von der Höhe des Luftspaltes zur Verfügung. Damit wird eine Weg-Kraft-Kennlinie durch Variation des Luftspaltes ermittelt, siehe Abbildung 4-17. Mit dieser Kennlinie werden Aussagen über das Druckverhalten der entworfenen Pumpe gemacht und die passende Kolbenfeder nach [Brüggmann], [Meissner], [9] ausgelegt. Die Simulation bietet die Möglichkeit Ergebnisse grafisch darzustellen. In Abbildung 4-18 sind so zum Beispiel die magnetischen Feldlinien abgebildet.

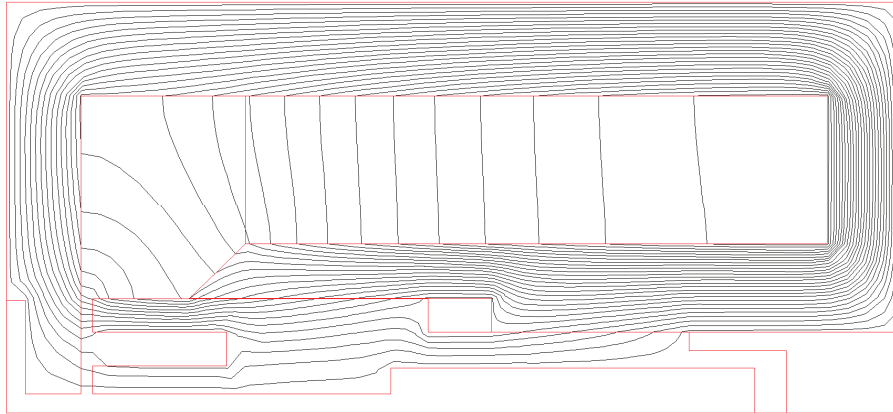


Abbildung 4-18 Feldlinien DP V.1

Dominant ist der Hauptfluss der Feldlinien durch den eisenführenden Teil des Magnetkreises und den engen Luftspalt. Dort, wo die Feldlinien dichter aneinander liegen, ist auch die Flussdichte höher. Ein Teil der Feldlinien verläuft über den Luftspalt zwischen Kolben und Ankerplatte, wo die eigentliche Magnetkraft entsteht. Im Bereich der Spule und im linksgelagerten Luftraum ist der Streufluss zu sehen. Der Streufluss verringert die Magnetkraft, deshalb sollte er so gering wie möglich sein, was sich durch konstruktive Maßnahmen erreichen lässt. So besteht zum einen die Möglichkeit die Abstände in den Bereichen zu vergrößern, in denen der Streufluss entsteht. Dadurch erhöht sich der magnetische Widerstand, der Fluss nimmt den Weg des geringeren magnetischen Widerstandes über den eisenführenden Magnetkreis. Bedingt durch die erforderlichen geometrischen Abmessungen für die Pumpenfunktion ist eine geometrische Vergrößerung des Abstandes aber nicht möglich. Nach der Gleichung (4-13) gilt für den stofflichen Zusammenhang zwischen der Feldstärke H und der Induktion B .

$$B = \mu_0 \cdot \mu_r \cdot H \quad (4-13)$$

mit: μ_0 magnetische Feldkonstante $\left[\frac{V \cdot s}{A \cdot m} \right]$
 μ_r Permeabilitätszahl des Stoffes

Die Permeabilitätszahl μ_r stellt demnach einen Faktor dar, der angibt, um welchen Betrag die Induktion durch den im Magnetfeld befindlichen Stoff im Verhältnis zum Vakuum verstärkt bzw. verringert wird.

Dementsprechend unterscheidet [Kuch] drei Klassen von magnetischen Werkstoffen:

1. ferromagnetische Stoffe mit $\mu_r \gg 1$, die das magnetische Feld erheblich stärken

4. Elektrisch angetriebene Hubkolbenpumpe

2. paramagnetische Stoffe mit $\mu_r > 1$, die das magnetische Feld nur sehr gering stärken
3. diamagnetische Stoffe mit $\mu_r < 1$, die das magnetische Feld sehr gering schwächen

Weiter gilt für den magnetischen Widerstand R_m im Eisenkreis nach [Kall]:

$$R_m = \frac{l}{\mu_0 \cdot \mu_r \cdot A} \quad (4-14)$$

mit: l Länge des Magnetkreisabschnitts [m]
 A Querschnittsfläche [m²]

Dies bedeutet: Durch die Vergrößerung des Abstandes würde zwangsläufig auch die Länge l größer werden und der magnetische Widerstand R_m steigen. Die Gleichung zeigt als weiteren Weg, um den Magnetkreis zu beeinflussen, die Werkstoffauswahl auf. Relaiseisen stellt bereits eine sehr gute Möglichkeit zur Verbesserung des Magnetkreises dar. Beim Relaiseisen liegt die Permeabilitätszahl in einem Bereich von 300 bis 10 000 je nach der Feldstärke H . Als Werkstoff im Bereich des Streuflusses sollte ein diamagnetischer Werkstoff, wie Kupfer, ausgewählt werden. Kupfer hat eine Permeabilitätszahl von 0,999 990, Luft eine von 1 und das verwendete Aluminium einen Wert von 1,000 020. Im Verhältnis zu den Werten vom Relaiseisen sind die Unterschiede zwischen Kupfer, Luft und Aluminium so gering, dass sie den Streufluss untereinander nicht wirksam ändern. Aluminium eignet sich wegen seiner Medienbeständigkeit als Werkstoff für den Zwischenring. Unter den gegebenen Randbedingungen gibt es keine Möglichkeit den Streufluss als Einflussparameter weiter zu verringern und damit den Magnetkreis zu verbessern.

Die Felddichte H lässt sich ebenfalls grafisch darstellen, siehe Abbildung 4-19. Die Felddichte H ist auf der linken Seite als Konturplot und auf der rechten Seite als Vektorplot abgebildet.

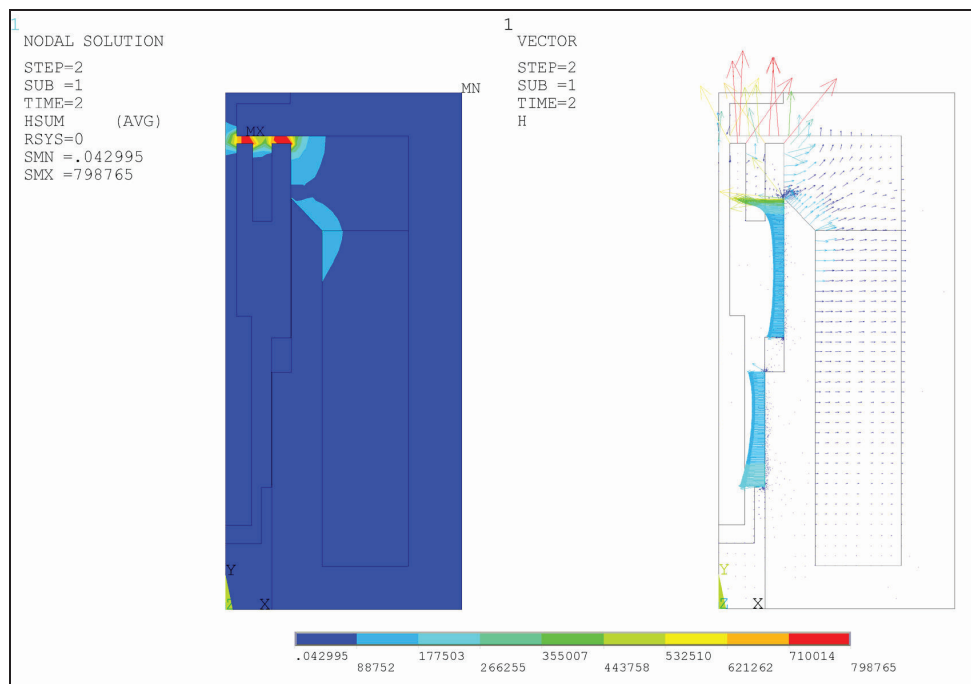


Abbildung 4-19 Kontur- und Vektordarstellung der Felddichte H DP V.1

Beim Konturplot handelt es sich um die jeweilige Summe der x- und y-Komponenten der Felddichte H . Der Summenwert ist der Farbskala zu entnehmen. In Analogie zu den Feldlinien lassen sich hier die Maxima im Bereich des Luftspaltes zwischen Kolben und Ankerplatte erkennen. Es bilden sich wegen des erforderlichen Federraums zwei lokale Maxima am Kolben aus. Neben dem Magnetfeld zwischen Kolben und Ankerplatte sind die bereits erwähnten Streufelder zu beachten. Eines bildet sich quasi parallel zum Nutzfeld aus, trägt aber nur in geringem Umfang, zur Entstehung der magnetischen Kraft bei. Das zweite Streufeld, im Bereich des oberen Endes der Kolbenführung, trägt nicht mehr zur Krafterzeugung bei.

Die vektorielle Abbildung der Flussdichte stellt neben der Summation der x- und y-Komponenten zusätzlich die wirksame Richtung in den einzelnen Punkten dar. Im Bereich der Kolbenführung ist eine Abschrägung integriert. Die Abschrägung hat die Aufgabe den magnetischen Fluss besser in den Kolben einzuleiten. Dies gelingt nur bedingt, denn von der Schräge aus entsteht auch der Streufluss.

Einen noch besseren Einblick in den Magnetkreis erlaubt die Abbildung 4-20. Die Flussdichte ist als Summe der x- und y-Komponenten farbig als Konturplot und als Vektorplot dargestellt. Auffällig ist das Maximum im oberen Kolbenbereich. Hier stellt sich zuerst die Sättigung ein, die gegebenenfalls die Magnetkraft begrenzt. Beim Joch fällt die deutlich geringere Flussdichte im Verhältnis zu den anderen Bauteilen auf. Bedingt durch den großen Durchmesser ist die Querschnittsfläche des rotationssymmetrischen Joches deutlich größer, als bei den Komponenten mit kleinerem Durchmesser bzw. Radius.

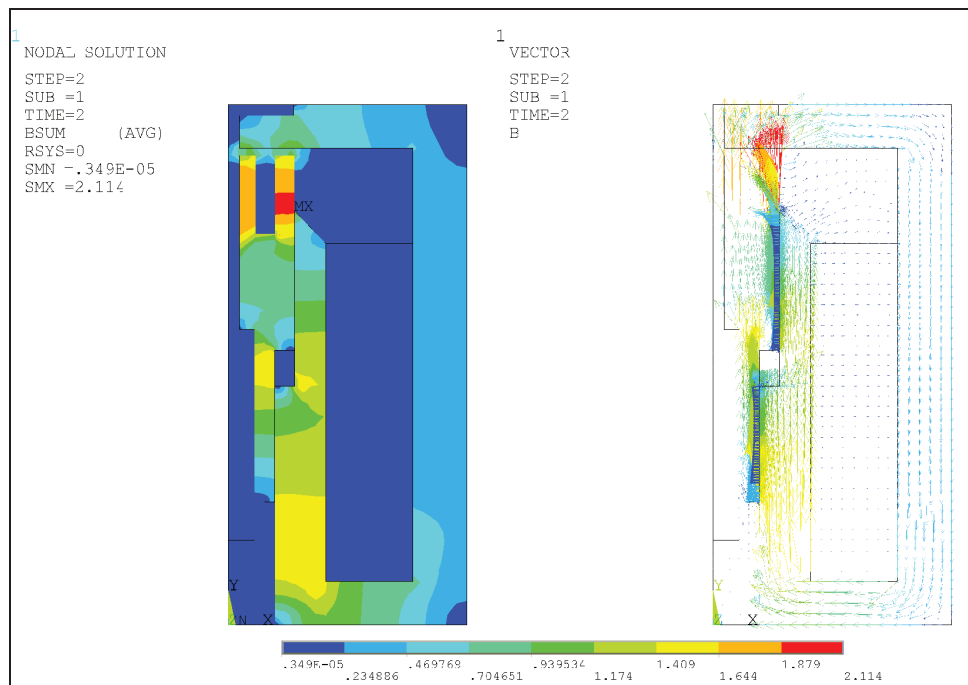


Abbildung 4-20 Kontur- und Vektordarstellung der Flussdichte B DP V.1

Da der magnetische Fluss auf die Fläche bezogen überall im Magnetkreis gleich groß ist, ist er hier kleiner. Damit erklärt sich auch das Maximum im Kolben. Der magnetische Fluss geht hier durch die kleinste Querschnittsfläche, dies gilt insbesondere für den äußeren Ring des

Kolbens. Anhand der Feldliniendichte ist ersichtlich, dass nur ein geringer Teil des magnetischen Flusses im Bereich des Federraums über den innen liegenden Ring des Kolbens geht. Diesen Sachverhalt zeigt die Abbildung deutlich. Die Simulation liefert folgende Ergebnisse:

1. Das Gebiet, in dem zuerst Sättigung auftreten kann, liegt im oberen Kolbenbereich.
2. Der Federraum für die Kolbenfeder im vorderen Bereich des Kolbens begrenzt die magnetische Kraft durch die Reduzierung der magnetisch wirksamen Fläche.
3. Die konstruktiv festgelegte Wandstärke des Joches ist magnetisch überdimensioniert. Dies gilt zum Teil auch für die Ankerplatte.

Diese Erkenntnisse fließen in den nächsten Entwicklungsschritt ein. Ein Funktionsmuster der Variante 1 wurde aufgebaut, um dieses hinsichtlich der fluidischen Eigenschaften bewerten zu können. Bei der Inbetriebnahme fiel folgendes Verhalten auf: Bei einer Ansteuerfrequenz f_{anst} oberhalb 2 Hz setzt die Pumpe aus bzw. bleibt komplett stehen. Die Ursache ist die Remanenz des Relais Eisens. Selbst nach der Unterbrechung des Spulenstromkreises ist die magnetische Kraft auf den direkt an der Ankerplatte anliegenden Kolben so groß, dass es die Kolbenfeder nicht rechtzeitig schafft den Kolben loszureißen und ihn in seine Ruhelage zurückzudrücken. Der Kolben bleibt sozusagen haften. Eine härtere Feder kann wegen der begrenzten magnetischen Kraft in der Kolbenruhelage nicht für die Beseitigung des Problems eingesetzt werden. Als Lösung wird zwischen Kolben und Ankerplatte ein Distanzblech aus Nichteisenmetall als Antihaftscheibe mit einer Stärke von 0,1 mm eingebaut, siehe Abbildung 4-21.

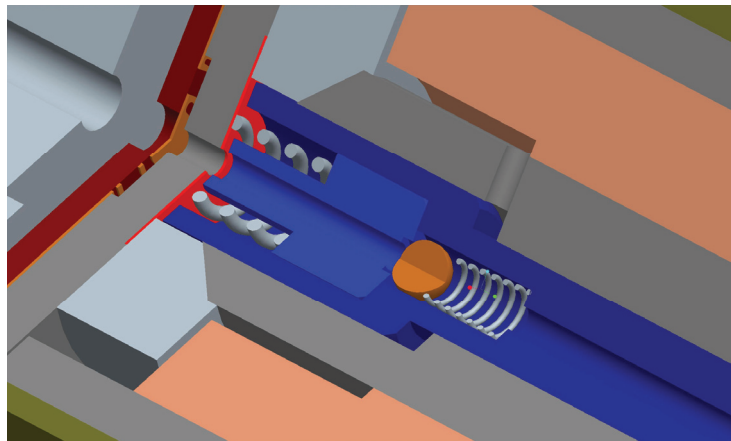


Abbildung 4-21 Distanzscheibe (rot) DP V.1

Damit vergrößert sich der magnetisch wirksame Luftspalt. Ein Haften des Kolbens wird vermieden, da die aus der Remanenz resultierende magnetische Haltekraft stets kleiner bleibt als die Kraft der Kolbenfeder. Nachteilig ist die damit verbundene Reduktion der nutzbaren Magnetkraft, die infolge der Vergrößerung des Gesamtpaltes insgesamt auch kleiner wird. Das Diagramm in Abbildung 4-22 zeigt die korrigierte Magnetkraft über den Hub bei der Verwendung der Distanzscheibe.

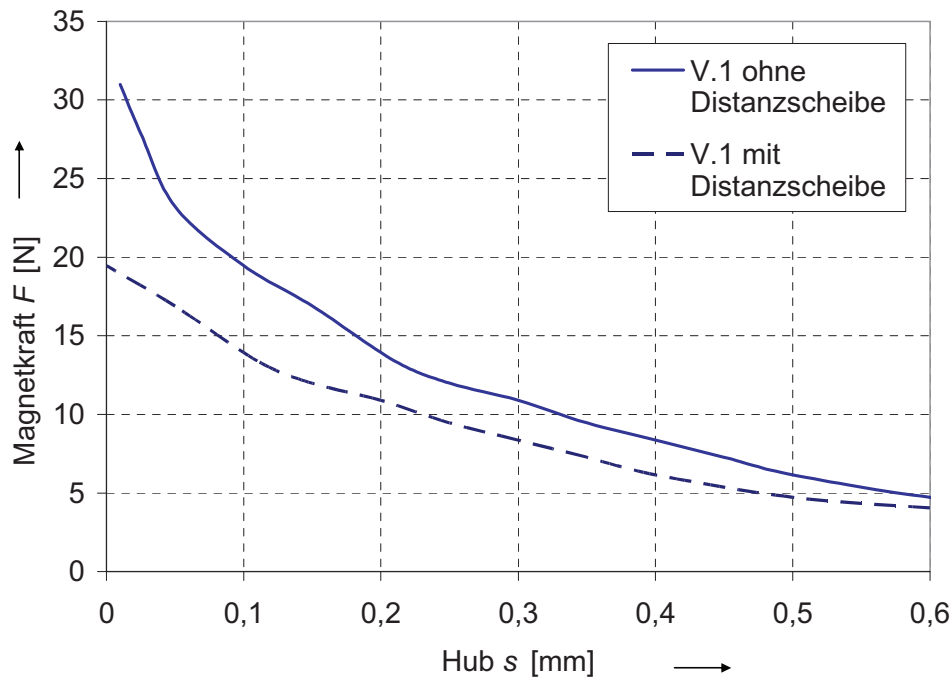


Abbildung 4-22 Weg-Kraft-Kennlinie hubkorrigiert DP V.1 (Simulation)

Die Distanzscheibe wirkt wie ein Offset bei der erzeugten Kraft und reduziert diese.

4.4.4.3 Entwicklung und Berechnung der Dosierpumpe V.2

Die drei wesentlichen Erkenntnisse aus der Simulation der vorherigen Dosierpumpe V.1 in Kapitel 4.4.4.2, gehen in die Entwicklung der nächsten Variante 2 ein. Die ersten beiden Punkte werden durch folgenden Ansatz verbessert: Die bisherige Kolbenfeder, eine Schraubendruckfeder, wird durch eine Tellerfeder ersetzt. Die Tellerfeder drückt den Kolben in die Ruhelage zurück und befindet sich direkt im Hubraum V_{h1} . Dies hat mehrere Vorteile. Erstens wird durch den Wegfall des Federraums im Kolben die magnetisch wirksame Fläche deutlich größer, obwohl die wirksame hydraulische Fläche gleich bleibt, da der Durchmesser D_{K1} unverändert bleiben soll. Dies zeigt die nachfolgende Betrachtung.

Für die magnetisch wirksame Kolbenfläche gilt:

$$\begin{aligned}
 A_{\text{magn}} &= \frac{\pi}{4} \cdot (D_{K1}^2 - D_{F1}^2 + D_{F2}^2 - 1^2) \cdot \text{mm}^2 \\
 &= \frac{\pi}{4} \cdot (6^2 - 4,3^2 + 2,5^2 - 1^2) \cdot \text{mm}^2 \\
 &= 17,86 \text{ mm}^2
 \end{aligned}$$

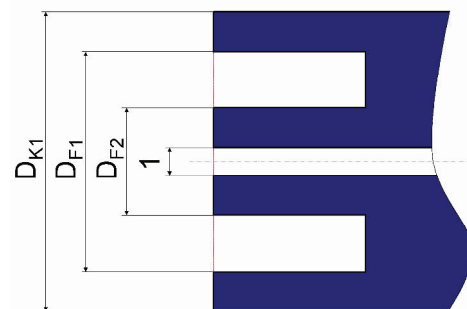


Abbildung 4-23 Kolbenschnitt

Durch den Wegfall des Kolbenfederraums erhöht

sich die Fläche auf:

$$A_{\text{magn}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{K1}^2 - 1^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (6^2 - 1^2) \cdot \text{mm}^2 = 27,49 \text{ mm}^2$$

Die konstruktive Maßnahme erhöht die magnetisch wirksame Fläche um den Faktor 1,54. Zudem ist für den magnetischen Fluss in diesem Bereich mehr Material vorhanden, deshalb wird das lokale Maximum in diesem Bereich reduziert. Zusätzlich übernimmt die Tellerfeder die Funktion der Distanzscheibe, wodurch das magnetische Haften des Kolbens verhindert wird. Ein weiterer positiver Effekt dieser Maßnahme ist die Verringerung des Totvolumens V_T im großen Hubraum V_{h1} infolge des Wegfalls des Einbauraums für die Kolbenfeder, wodurch sich das Selbstansaugverhalten im nicht befüllten Zustand entscheidend verbessert. Eine Betrachtung des Ansaugverhaltens erfolgt in Kapitel 5.6.2 für den Fall der piezoelektrischen Dosierpumpe.

Die konstruktive Gestaltung der Dosierpumpe mit der Tellerfeder (gelb) zeigt die Abbildung 4-24. Die Tellerfeder bietet durch ihre gut beeinflussbare wegabhängige Kraft-Weg-Kennlinie die Möglichkeit diese gezielt entsprechend den Anforderungen der Pumpenfunktion auszulegen, d.h. die Federkraft sollte idealerweise ab einer gewissen Kraft in etwa konstant über dem Federweg sein.

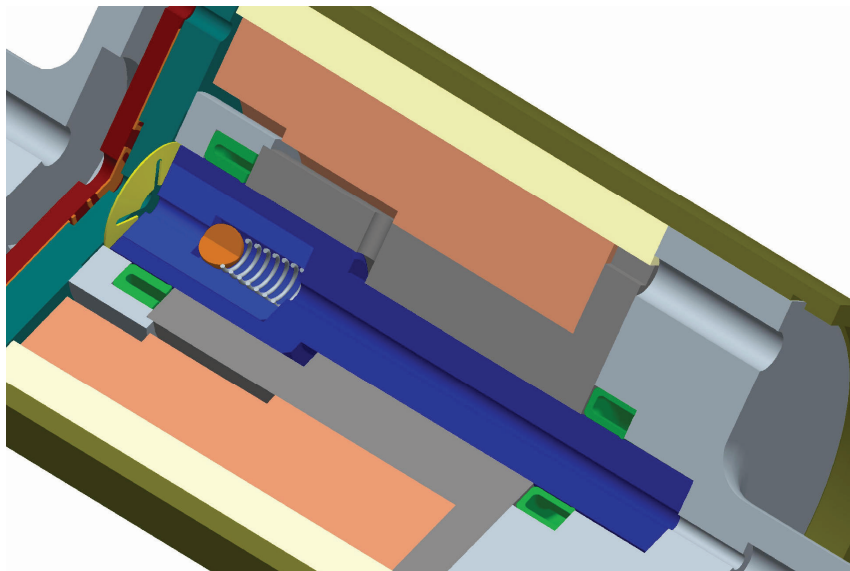


Abbildung 4-24 Dosierpumpe V.2

Weitere Änderungen sind: Der Außendurchmesser des Aluminiumrings wird reduziert, da dessen magnetische Eigenschaft keinen positiven Einfluss auf das Streufeld hat. Durch den gewonnenen Platz vergrößert sich die Spulenfläche, wodurch bei gleich bleibender Drahtstärke mehr Windungen untergebracht werden können. Der Wegfall der Abschrägungen der Kolbenführung bringt den Vorteil einer besseren Fertigbarkeit. Die Kolbenführung wird im Bereich der Spule im Außendurchmesser etwas größer, gleiches gilt für den Innendurchmesser des Jochs. Für eine deutlich bessere hydraulische Abdichtung der Hubräume werden ab der Variante 2 erfolgreich Dichtungen eingesetzt, die den volumetrischen Wirkungsgrad der Dosierpumpe deutlich erhöhen, mit dem Nachteil höherer Reibverluste, die den mechanischen Wirkungsgrad verschlechtern. Die Reibung der Dichtungen hält sich in einem tolerierbaren Rahmen.

Durch die genannten Veränderungen des Magnetkreises stellt sich dieser nach der Simulation wie folgt dar:

4. Elektrisch angetriebene Hubkolbenpumpe

Im Vergleich zur DP V.1, siehe Abbildung 4-18, verlaufen die Feldlinien der DP V.2 in Abbildung 4-25 homogener durch den Kolben. Dies gilt insbesondere für den Bereich, in dem bei der Variante 1 die Kolbenfeder untergebracht war. Hier kommt es nicht mehr zu der Aufspaltung in zwei parallele Feldlinienwege. Durch die möglich gewordene saugseitige Verlagerung des Kolbenventils verringert sich das Totvolumen V_T und die Feldlinienführung im druckseitigen dünneren Kolbenteil wird gleichmäßiger. Das Streufeld zwischen Kolbenführung und Ankerplatte bleibt trotz des Wegfalls der Abschrägung nahezu gleich. Bei der Beurteilung des Feldlinienverlaufs fällt nur noch die Ablenkung im Bereich des Raums 3, siehe Abbildung 4-2, als ungünstig auf. Eine Verbesserung beim magnetischen Feld ist zu erwarten.

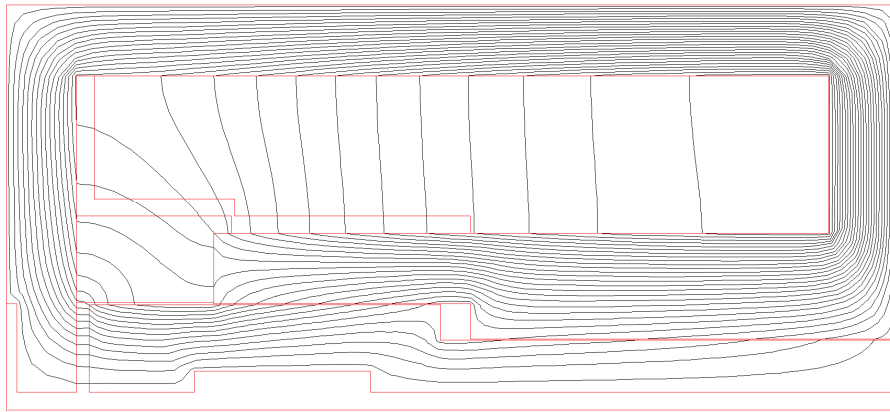


Abbildung 4-25 Feldlinien DP V.2

Die Abbildung 4-26 zeigt, dass das magnetische Feld durch die Vergrößerung der magnetisch wirksamen Fläche zwischen Kolben und Ankerplatte des Kolbens deutlich homogener ist.

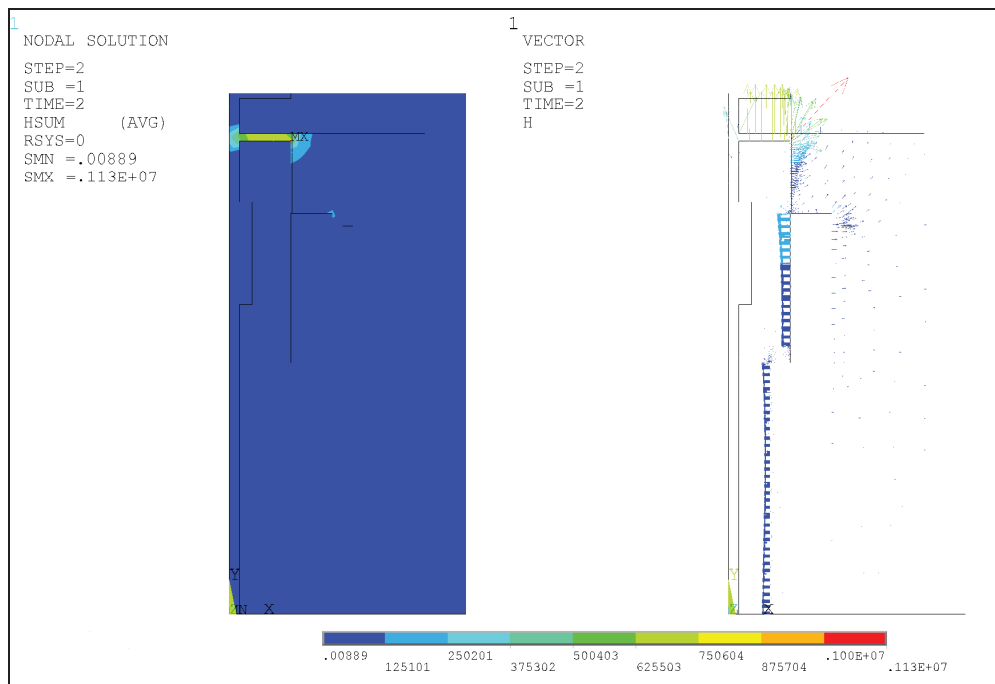


Abbildung 4-26 Kontur- und Vektordarstellung der Felddichte H DP V.2

4. Elektrisch angetriebene Hubkolbenpumpe

Das Maximum liegt weiterhin im Luftspalt und ist vom Wert her höher, aber auch flächenmäßig deutlich kleiner. Das Streufeld im oberen Bereich des Kolbens ist geringer. Gleiches gilt für das Streufeld, das von der Kolbenführung ausgeht. Beim magnetischen Feld wird eine Verbesserung erzielt.

Erwartungsgemäß verbessert sich auch die Verteilung der Flussdichte im Magnetkreis, siehe Abbildung 4-27. Im Bereich der Kolbenführung konnte sie durch die vergrößerte Querschnittsfläche aufgrund des größeren Außendurchmessers wertmäßig reduziert werden. Das Maximum liegt im oberen Kolbenbereich direkt in der oberen Kolbenecke, ist aber flächenmäßig kleiner geworden. Die Reduzierung der Wandstärke des Jochs führt in diesem Bauteil zu einer erhöhten und dem restlichen Magnetkreis angepassten Flussdichte.

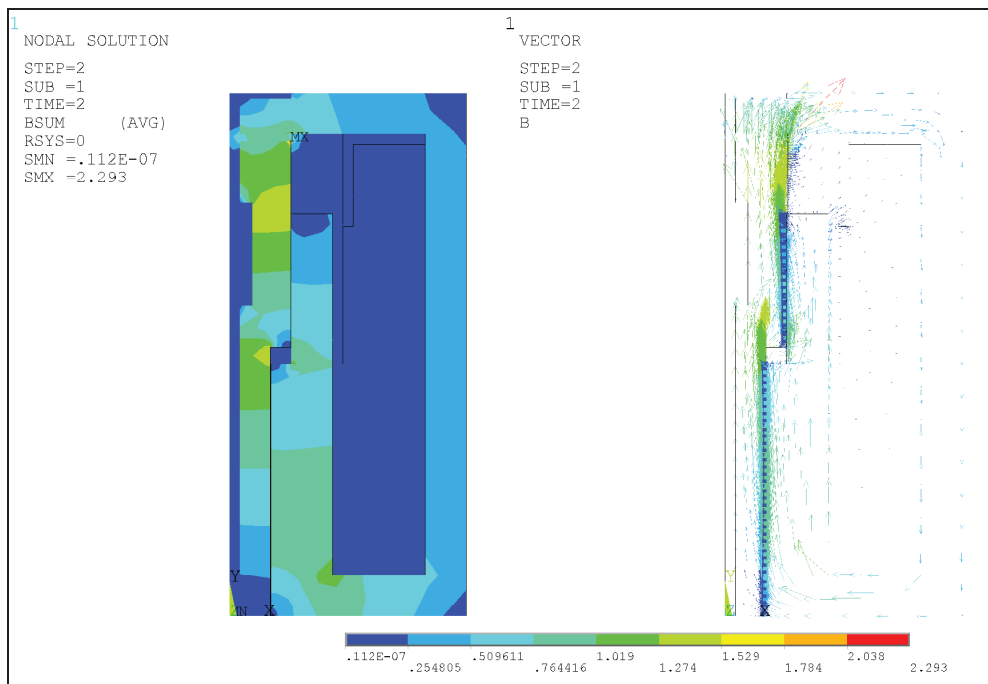


Abbildung 4-27 Kontur- und Vektordarstellung der Flussdichte B DP V.2

Durch die angeführten Änderungen im Magnetkreis konnte die Magnetkraft F_{magn} bei gleicher Stromdichte in der Spule, bezogen auf die Vorgängervariante, im Maximalwert um den Faktor 1,4 bzw. nach der Hubkorrektur sogar um den Faktor 1,7 erhöht werden, siehe Abbildung 4-28. Nach der wegen der Distanzscheibe bzw. Tellerfeder erforderlichen Korrektur der Magnetkraft liegt diese immer noch über der Kraft der unkorrigierten DP V.1. Dies trägt dazu bei, dass der Gesamtwirkungsgrad trotz der eingebauten Dichtringe gestiegen ist. Die Reduzierung der Flussdichte bzw. die gleichmäßigere Verteilung führen dazu, dass der Zustand der magnetischen Sättigung erst bei einem stärkeren magnetischen Feld erreicht wird. Demzufolge kann die Windungszahl der Spule erhöht und damit eine größere magnetische Kraft erzielt werden. Durch das günstigere Sättigungsverhalten kann der Magnetkreis nach der Optimierung deutlich mehr Energie aufnehmen und übertragen bzw. eine höhere magnetische Kraft erzeugen.

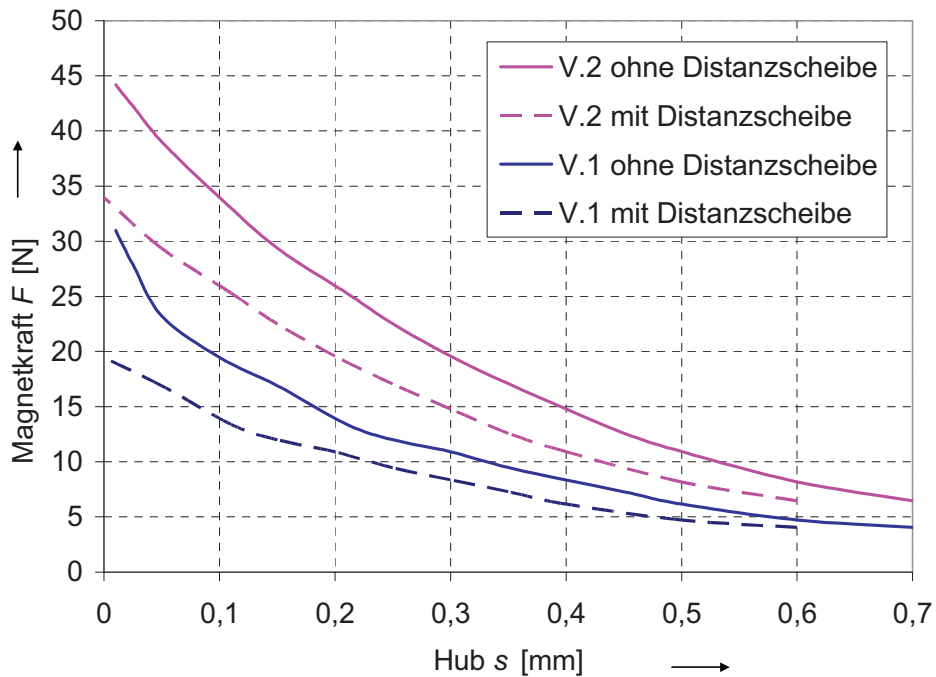


Abbildung 4-28 Vergleich Magnetkraft DP V.1 und DP V.2 (Simulation)

Die Analyse der Simulation zeigt nur noch eine Schwachstelle am Absatz im Kolben auf, der innerhalb des Magnetkreises liegt. Dieser Absatz ist wegen des funktionsbedingt notwendigen Stufenkolbens erforderlich. Seine Lage ist durch die erforderliche Länge der Dichtspalte zwischen Kolben und Kolbenführung praktisch festgelegt. Nach der erfolgreichen Integration der Kolbendichtungen, wird dieser Punkt bei der Entwicklung der Dosierpumpe V.3 erneut überarbeitet.

Die Tellerfeder hat wegen ihrer einstellbaren Federkennlinie für die Funktion der Dosierpumpe zwar Vorteile, sie konnte trotzdem nicht verwendet werden, weil sich nach einer sehr geringen Betriebszeit von ca. einer Stunde Ausfälle durch Risse ankündigten. Die Federkraft bricht zusammen, die Dosierpumpe versagt. Weitergehende Untersuchungen führten zur Erkenntnis, dass Tellerfedern in diesen Abmessungen und unter den auftretenden Belastungen nicht dauerhaft sind und auch nicht dauerhaft gemacht werden können. Eine alternative Lösung unter Beibehaltung der Vorteile gilt es zu finden.

4.4.4.4 Entwicklung und Berechnung der Dosierpumpe V.3

Die Untersuchung des Magnetkreises und die Erprobung der Dosierpumpe V.2 ergaben folgende Ergebnisse:

1. Durch die Vergrößerung der magnetisch wirksamen Kolbenfläche wird die Magnetkraft erhöht und der Schadraum V_s verringert.
2. Keine dauerfesten Tellerfeder erzielbar
3. Gezielte Veränderungen von Wandstärken führen zu einer gleichmäßigeren Verteilung der Flusssichte.
4. Die Vergrößerung des Spulenvolumens bei gleich bleibender Spulendrahtstärke ergibt eine geringere elektrische Leistungsaufnahme wegen des erhöhten Spulenwiderstands. Die Induktivität ist noch hinreichend klein, sodass sich das Magnetfeld rechtzeitig vollständig aufbaut.
5. Potenzial zur Verbesserung des Magnetkreises bietet der Wegfall des Absatzes im Kolben- bzw. in der Kolbenführung.

Die bei der Dosierpumpe V.2 durch den Wegfall der Schraubendruckfeder erzielten Fortschritte für die Kolbenrückstellung sollen bei der DP V.3, siehe Abbildung 4-29, erhalten bleiben. Als Ersatz wird eine dauerfeste Zylinderdruckfeder zwischen Saug- und Druckseite der Pumpe eingebaut, wofür der Kolben verlängert werden muss. Dadurch steigt zwar die Masse der bewegten Teile, die Vorteile dieser Anordnung überwiegen aber. Die Lage der Stufe am Kolben wird ganz zur Druckseite hin verschoben. Damit liegt die Stufe nicht mehr im magnetischen Kreis. Diese Umgestaltung ist durch den Einbau der Kolbendichtungen möglich. Die Feder liegt damit im Raum 3. Die hydraulische Verbindung des Raums 3 mit der Saugseite der Pumpe erfolgt über den Spalt zwischen der Spule und dem Joch. Die Spule braucht damit nicht mehr abgesetzt ausgeführt zu werden,

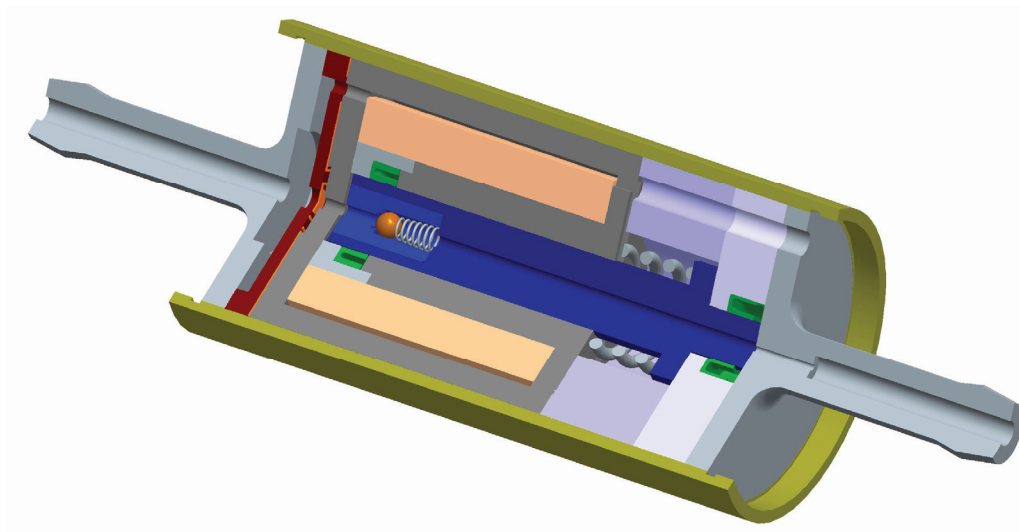


Abbildung 4-29 Dosierpumpe V.3

4. Elektrisch angetriebene Hubkolbenpumpe

was zum einen die Fertigung der Spule erheblich vereinfacht und zweitens die Spulenquerschnittsfläche vergrößert. Dadurch können wiederum mehr Windungen untergebracht werden.

Der Verlauf der Feldlinien ist in der Abbildung 4-30 zu entnehmen. Durch den Wegfall der Stufe im Kolben im Bereich des Magnetkreises verlaufen die Feldlinien sehr homogen im Kolben. Feldlinienumlenkungen im Kolben treten geringfügig im Gebiet des Kolbenventils auf. Das Streufeld ist unverändert.

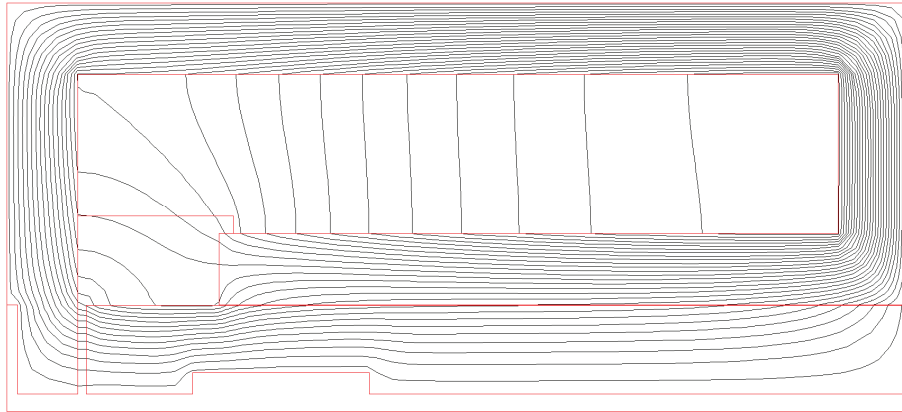


Abbildung 4-30 Feldlinien DP V.3

Der Verlauf des magnetischen Feldes in Abbildung 4-31 ist ähnlich dem der Dosierpumpe V.2. Die Felddichte ist zwischen Kolben und Ankerplatte aber insgesamt erhöht. Das Maximum ist gleich und liegt wiederum in der rechten oberen Kolbenspitze. Das Streufeld am oberen Ende der Kolbenführung ist etwas stärker ausgeprägt.

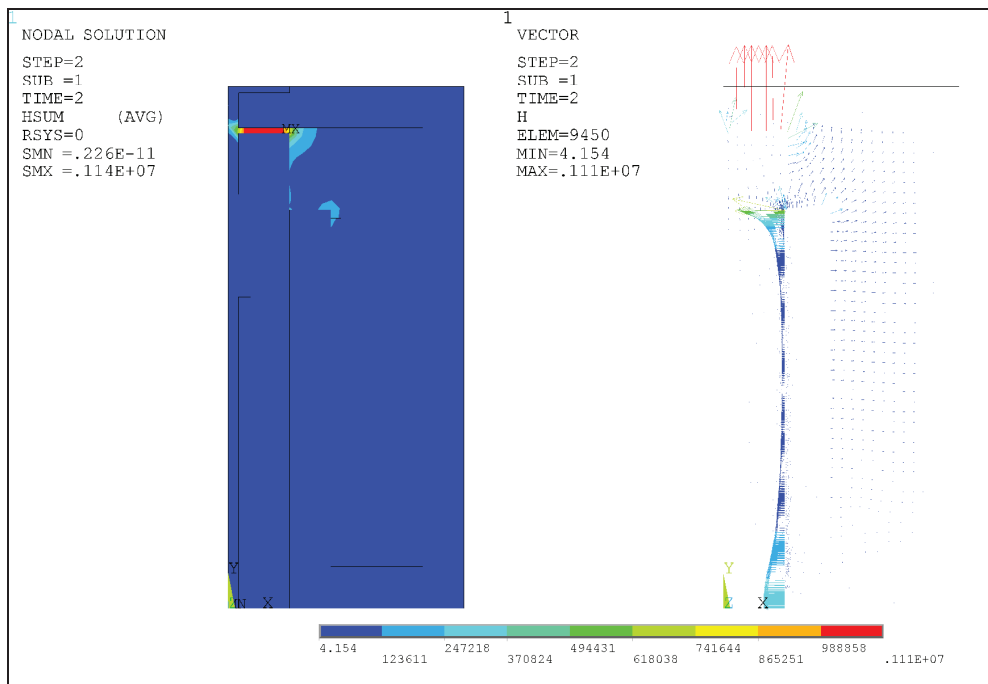


Abbildung 4-31 Kontur- und Vektordarstellung der Felddichte H DP V.3

4. Elektrisch angetriebene Hubkolbenpumpe

Die Auswirkungen der konstruktiven Veränderungen auf die magnetische Flussdichte B sind aus Abbildung 4-32 ersichtlich. Der Übergang des Magnetflusses von der Kolbenführung hinüber zum Kolben verläuft stetiger.

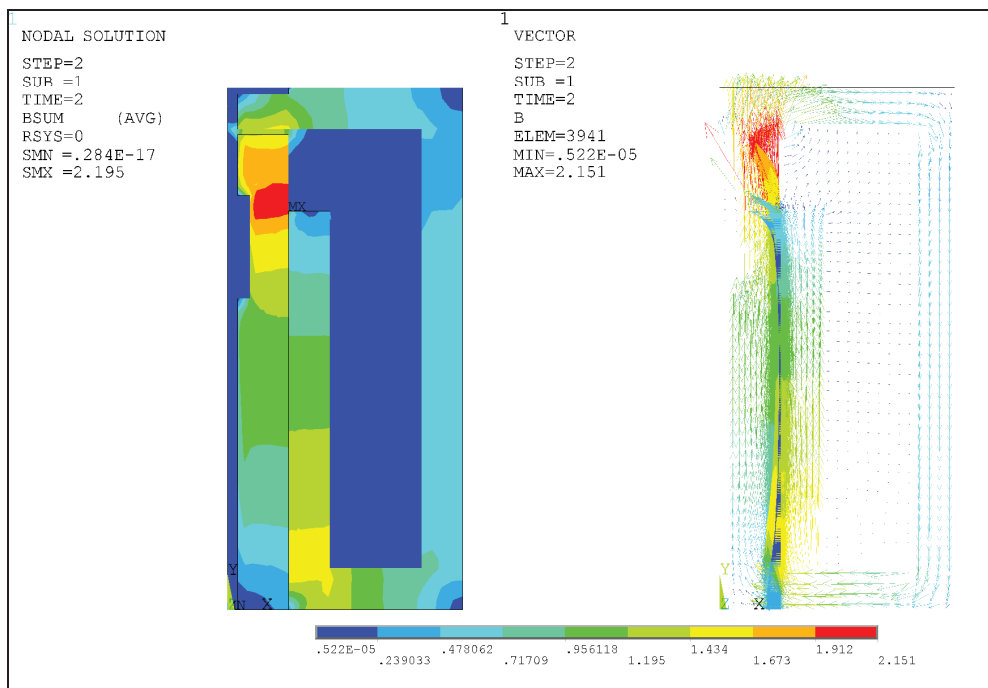


Abbildung 4-32 Kontur- und Vektordarstellung der Flussdichte B DP V.3

Die Flussdichte nimmt in der Kolbenführung stetig nach oben hin ab. Beim Kolben ist dies genau umgekehrt. Die Flussdichte nimmt hier betragsmäßig stetig zu und erreicht das Maximum nach Überschreitung der Kolbenführung. In diesem Bereich ist die Querschnittsfläche des Kolbens bedingt durch den Raum für das Kugelventil am kleinsten. Danach nimmt die Flussdichte wieder leicht ab. Beim Joch besteht erneut Potential zur Reduzierung der Wandstärke, da hier das Niveau der Flussdichte unter dem der anderen Bauteile liegt. Eine Sättigung stellt sich zuerst in der Zone um den Ventilraum im Kolben ein. Eine Reduzierung der Flussdichte in diesem Bereich ist wegen der hydraulisch notwendigen Geometrie des Kolbens nicht möglich. Die Lage des Raums stellt bereits einen Kompromiss dar. Für die Pumpenfunktion wäre die optimale Lage so dicht wie möglich an der Ankerplatte bzw. am oberen Kolbenende, dann würde das entstehende Totvolumen V_T , bedingt durch die Bohrung zum Ventil, minimal werden. Ein besseres Ansaugverhalten wäre das Resultat. Aus Sicht des Magnetkreises müsste sich die Lage weiter nach unten verschieben.

Hinsichtlich der Kraft konnte keine weitere Steigerung erzielt werden, siehe Abbildung 4-33. Sie liegt auf dem gleichen Niveau wie bei der Dosierpumpe V.2. Nur im Bereich des größeren Luftspalts zwischen Kolben und Ankerplatte ergibt sich eine kleine Verbesserung.

Bei dieser Pumpe wurde erstmalig Vacoflux50 als Werkstoff für den Magnetkreis eingesetzt. Dieser Werkstoff zeichnet sich durch eine geringere Remanenz im Vergleich zum Relaiseisen aus. Die Distanzscheibe zur Verhinderung des magnetischen Haftens des Kolbens konnte entfallen, da die Pumpe mit dem Vacoflux50 kein zeitkritisches Haften mehr zeigte. Die nutzbare Kraft steigt im Verhältnis zur DP V.2 bei diesem Werkstoff deutlich an. Für den Pumpenantrieb ist die Kraftlinie der DP V.3 mit der hubkorrigierten Kraftlinie der DP

V.2 zu vergleichen. Neben der geometrischen Änderung des Magnetkreises konnte durch die Verwendung eines besseren Magnetwerkstoffes das Verhalten der Pumpe deutlich verbessert werden.

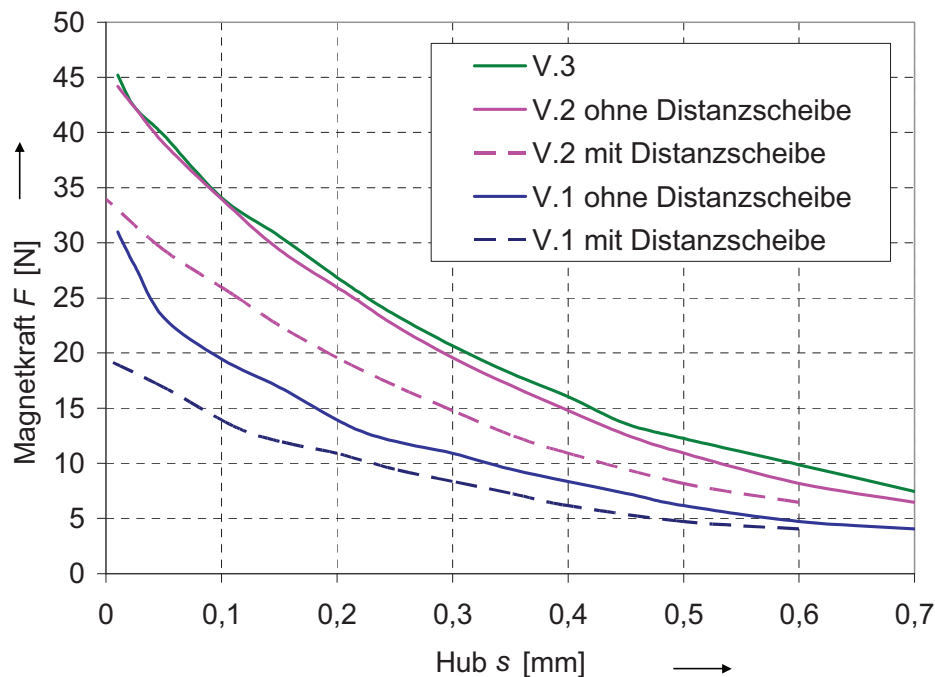


Abbildung 4-33 Vergleich Magnetkraft DP V.1, V.2, V.3 (Simulation)

Bedingt durch das bessere Sättigungsverhalten von Vacoflux50 ist eine insgesamt höhere Flussdichte möglich, d.h. mit Erhöhung der elektrisch zugeführten Energie, zum Beispiel durch Erhöhung der Spulenspannung, ist noch eine Steigerung der Magnetkraft bis zum Erreichen der Sättigung möglich.

4.4.5 Messung der Kolbenkraft

Durch den längeren Kolben mit dem zusätzlichen Absatz für die Abstützung der Kolbenfeder war es erstmals möglich, ohne Änderungen am Kolben bzw. am Magnetkreis die Magnetkraft direkt zu messen. Der Magnetkreis wurde dafür in ein Versuchsgehäuse ohne die restlichen für die Pumpenfunktion erforderlichen Bauteile integriert, siehe Abbildung 4-34. Der Kolben wurde mittels eines Überwurfteils am Kraftaufnehmer befestigt. Der Kraftaufnehmer funktioniert nach dem Prinzip des Biegebalkens, dessen Dehnung über Dehnmessstreifen erfasst wird. Daraus wird die Kraft ermittelt. Der Kraftsensor ist auf einer Linearführung befestigt und wird über einen handbetriebenen mechanischen Feintrieb parallel zur Kolbenachse verfahren. Für die Wegmessung wird ein Laser-Triangulationssensor verwendet, der primär die Verschiebung des Kraftsensors und damit auch die Verschiebung des Kolbens misst. Das Versuchsgehäuse, die Linearführung und der Lasersensor sind fest mit einer Aluminiumplatte verbunden. Die Messung der Magnetkraft erfolgt quasistationär, d.h. die Spule wird mit einem fest eingestellten Strom versorgt und der Kolben wird über den Feintrieb in Richtung der Ankerplatte verfahren. Während der Bewegung werden die Kraft und der Weg mittels einer rechnergestützten Messwerterfassungskarte aufgezeichnet und im

4. Elektrisch angetriebene Hubkolbenpumpe

Anschluss ausgewertet. Durch längere Ausschaltpausen zwischen den einzelnen Messungen wird eine Erwärmung der Spule vermieden.

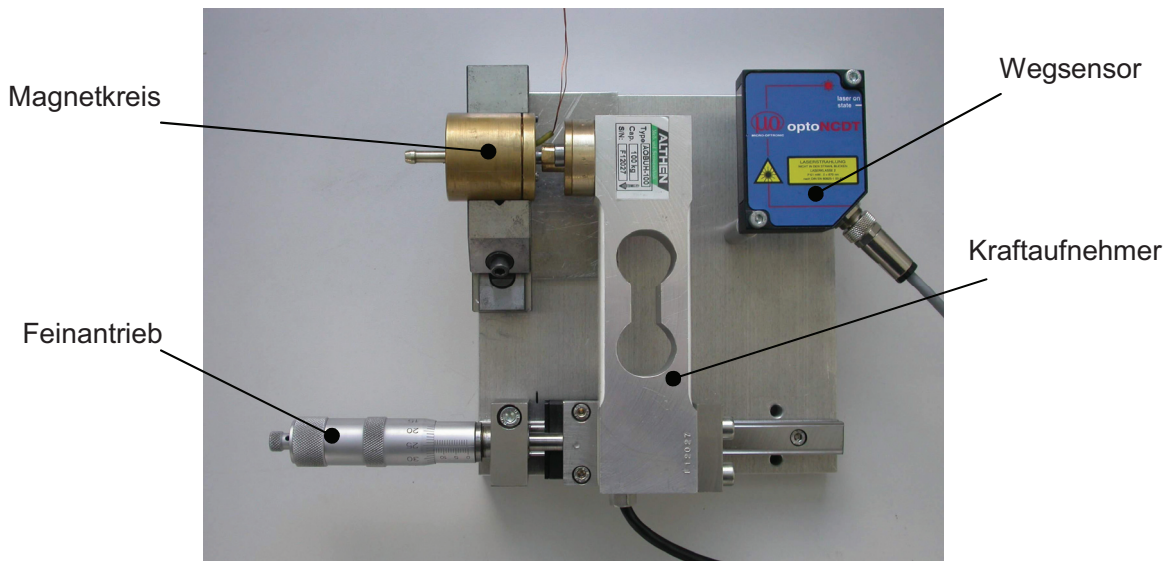


Abbildung 4-34 Messung Magnetkraft DP V.3

Der Kraftverlauf über dem Hub ist in Abbildung 4-35 für verschiedene Ströme dargestellt. Die Kennlinien beschreiben die maximal erreichbare Kraft im stationären Zustand in Abhängigkeit vom Luftspalt. Der zunehmende Übergang in den Zustand der magnetischen Sättigung ist durch die geringer werdende Steigerung der Kraft im Verhältnis zur Stromerhöhung zu erkennen.

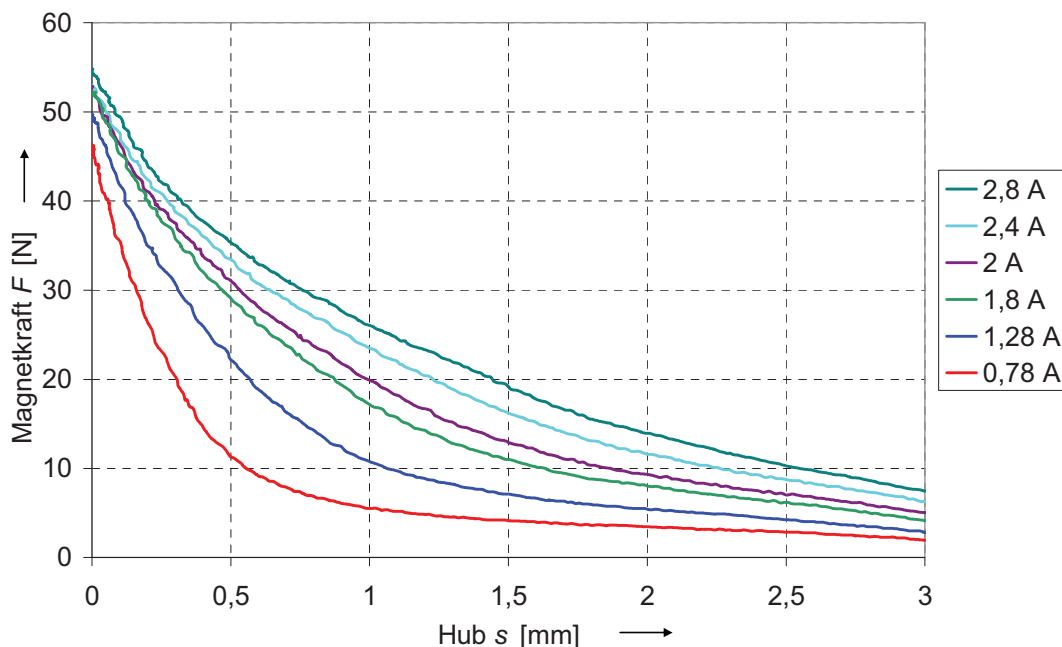


Abbildung 4-35 Gemessene Magnetkraft DP V.3

Die Maximalkräfte bei den unterschiedlichen Strömen liegen in einem Bereich, der lediglich eine Differenz von 9 N zwischen der kleinsten und der größten Kraft aufweist. Der für die Pumpe relevante Hubbereich liegt zwischen 0 und 0,25 mm. Begründet durch die Induktivität der Spule und durch die Gegeninduktion des sich bewegenden Kolbens fließt bei der

impulsartigen Ansteuerung der Dosierpumpe nicht sofort der volle Strom durch die Spule, deshalb fällt auch der magnetische Fluss anfangs geringer aus, was zu einer niedrigeren Kraft im Einschaltzeitpunkt und während der Kolbenbewegung führt.

Die gemessenen Magnetkräfte werden mit den Ergebnissen der Simulation verglichen. Die Abbildung 4-36 zeigt den Vergleich von jeweils drei gemessenen und drei simulierten Kurven. Die Simulation stimmt mit guter Näherung mit den Messwerten überein. Dies gilt insbesondere für die ermittelten Maximalwerte. Die Ursachen für die Abweichungen sind zum einen im geometrisch vereinfachten Modell zu sehen. Zum anderen weichen die realen Bauteile hinsichtlich der Materialeigenschaften und Geometrien vom Modell ab. Die reale Spule hat eine andere Verteilung der Stromdichte über den Spulenquerschnitt als die durch die Simulation dargestellte. Die Verteilung ist auch über den Umfang gesehen nicht konstant.

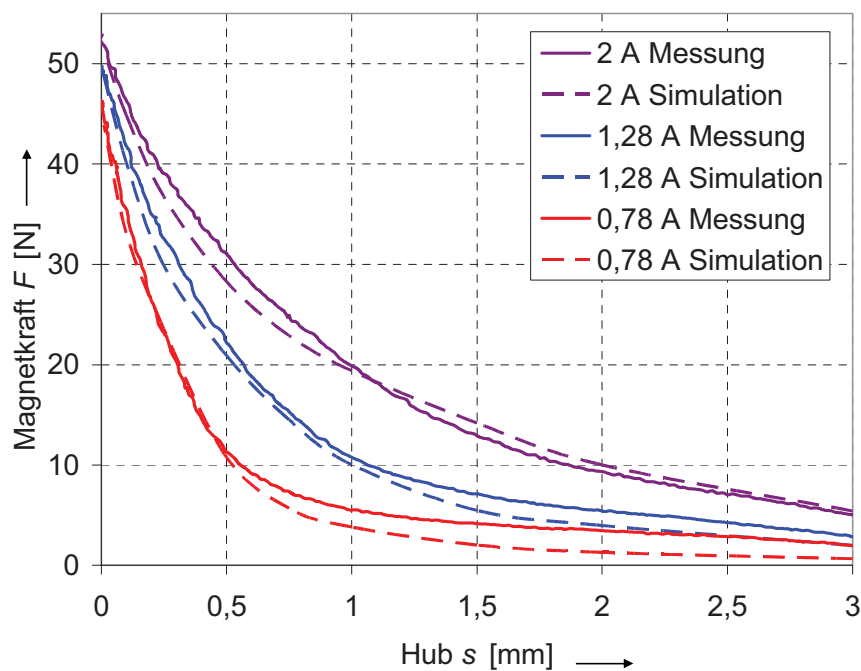


Abbildung 4-36 Vergleich Messung und Simulation DP V.3

Der für die Dosierpumpe relevante Hubbereich liegt zwischen 0 und 0,5 mm. In diesem Wegbereich liegt die größte Abweichung der Simulation von der Messung bei einem Strom von 2 A bei -8,7%. Bei der Kurve für 0,78 A ist kaum ein Unterschied zu erkennen. Die dritte Kurve liegt hinsichtlich der Werte und der Abweichungen dazwischen.

4.5 Messungen

4.5.1 Messung der Kolbengeschwindigkeit

Zur Messung der Kolbengeschwindigkeit wurde ein Laservibrometer vom Typ OFV 353 Sensor Head und OFV 3000 Vibrometer Controller [10] eingesetzt, siehe Abbildung 4-37. Mit diesem Gerät können kleinste Geschwindigkeiten gemessen werden. Durch Integration der Geschwindigkeit erhält man den zurückgelegten Weg. Das Messgerät arbeitet optisch und damit berührungslos. Es entstehen keine Rückwirkungen auf das Messobjekt. Der Laserstrahl wird durch ein Reservoir mit einer vorn eingesetzten Glasscheibe auf den Kolben gerichtet. Das Reservoir ist mit dem zu förderndem Medium gefüllt. Hierdurch wird gewährleistet, dass sich die Dosierpumpe wie im realen Betrieb verhält. Zur Erfassung der Geschwindigkeit wird der Dopplereffekt ausgenutzt. Im Messkopf wird ein Laserstrahl erzeugt und der reflektierte Laserstrahl empfangen. Es kommt zu einer Frequenzverschiebung des vom Messobjekt reflektierten Laserstrahls durch die Relativbewegung zwischen Messobjekt und einem im Messkopf auf einem Spiegel ruhenden Referenzlaserstrahl. Die Güte des eingehenden reflektierten Strahls wird anhand einer Balkenanzeige am Messkopf dargestellt. Nach dieser Anzeige erfolgt die Feinjustierung des Messkopfes. Der reflektierte Strahl wird im Messkopf dem Referenzstrahl überlagert. Hierbei kommt es zur Interferenz beider Strahlen mit dem Ergebnis einer Ausbildung von Hell-Dunkel-Zonen. Bei der Bewegung des Messobjektes verschieben sich diese Zonen. Über einen Weg, der der halben Lichtwellenlänge λ entspricht, wird ein Hell-Dunkel-Zyklus durchlaufen.

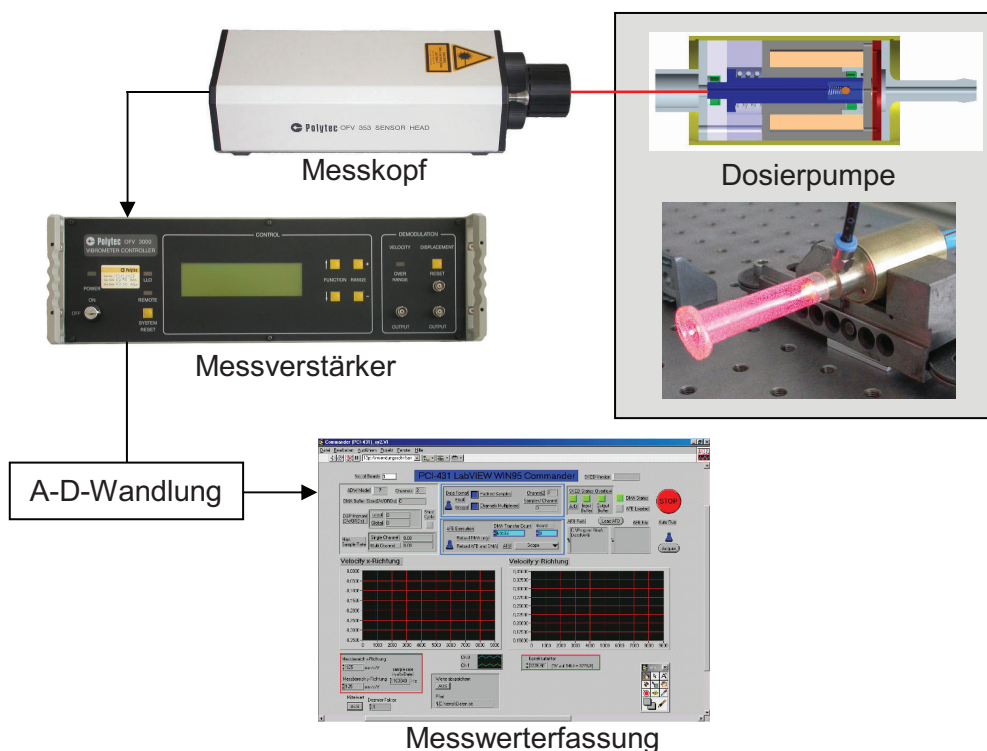


Abbildung 4-37 Messaufbau Laservibrometer

Aufgrund der kleinen Wellenlänge $\lambda=0,316 \mu\text{m}$ des verwendeten HeNe-Lasers ist eine sehr hohe Auflösung gegeben. Diese Intensitätsschwankung wird von einem lichtempfindlichen Detektor erfasst und in ein elektrisches Signal umgeformt. Die durch die Bewegung entstehende Frequenz dieser Intensitätsschwankungen ist proportional zur Geschwindigkeit des Messobjektes und kann über die folgende Formel bestimmt werden:

$$f_0 = \frac{2v}{\lambda} \quad (4-15)$$

Die Messwerte werden von einem separaten Messverstärker aufbereitet und als analoges Signal in einem Bereich von 0 bis 10 V durch einen D-A-Wandler mit einer Auflösung von 12 Bit bereitgestellt.

Die vom Laservibrometer bereitgestellte analoge Ausgangsspannung, die der zugehörigen Geschwindigkeit proportional ist, wird über eine Analog-Digital-Wandlerkarte in einem PC erfasst und in einer Datei abgespeichert. Der Kolbenweg wird daraus mittels numerischer Integration ermittelt.

Die Abbildung 4-38 zeigt beispielhaft eine Messung der Kolbengeschwindigkeit v_k , den aus der Integration der Kolbengeschwindigkeit v_k ermittelten Hub s und den Strom I , der durch die Spule der Dosierpumpe fließt. Es lassen sich im Diagramm die zeitlichen Verzögerungen bis zum Einsetzen der Kolbenbewegung nach einer Änderung des Stromes I ablesen.

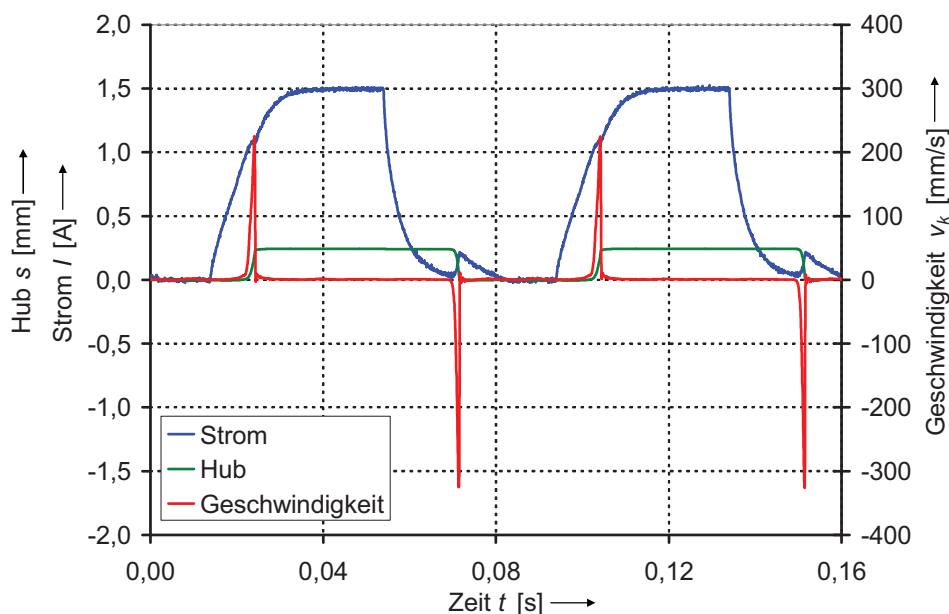


Abbildung 4-38 Messung Kolbengeschwindigkeit DP V.3

Auch der direkte Zusammenhang zwischen der kurzzeitigen Bewegung des Kolbens und der Änderung im Stromverlauf ist für den Vor- und Rückhub erkennbar. Entsprechend können anhand des Stromverlaufs, auch ohne Messung der Kolbengeschwindigkeit v_k , die Kolbenanschläge erkannt werden, was bei den folgenden Messungen von Vorteil ist.

4.5.2 Messung der Kolbenanschläge

Eingangs wurde bereits darauf hingewiesen, dass beide Anschläge des Kolbens im zeitlichen Verlauf des Stromes zu erkennen sind. Der erste erfolgt bei bestromter Spule beim

Anschlag des Kolbens an die Ankerplatte, also bei der durch die Magnetkraft erzeugten Bewegung des Kolbens. Zum zweiten Anschlag kommt es am Ende der Rückbewegung des Kolbens durch die Federkraft in seine Ruhelage. Für den genannten linearen Zusammenhang zwischen dem Fördervolumenstrom Q und der Förderfrequenz $f_{\text{förd}}$ gilt die Bedingung, dass der Kolben vollständige Hube vollzieht. Daraus ergibt sich die Begrenzung der maximalen Förderfrequenz $f_{\text{förd}}$. Diese ist dann erreicht, wenn der Kolben gerade noch in beiden Endlagen anschlägt. In der Abbildung 4-39 sind die Stromverläufe der drei Dosierpumpen zu sehen, die jeweils mit einer Spannung von 8 V gespeist werden. Die Schaltzeiten für den Rechteckimpuls (Beginn bei 20 ms, Ende bei 70 ms) und den Ruheimpuls betrugen jeweils 50 ms. Die Dosierpumpen wurden also mit einer Frequenz f_{anst} von 10 Hz betrieben und waren mit keinem zu fördernden Medium gefüllt. Im unbefüllten Zustand wird nur Luft gefördert, wodurch die auf den Kolben wirkenden Druckkräfte sehr gering sind. Durch die Gegeninduktion des bewegten Kolbens ergibt sich eine Änderung im Stromfluss. Dies wird am Stromverlauf der Dosierpumpe V.2 erläutert. Nach dem Einschalten des Spulenstromkreises (20 ms) beginnt der Strom, bedingt durch die Induktivität der Spule, nach der Gleichung (4-7) zu steigen. Bei der Zeit t ca. 40 ms bricht der Strom kurzzeitig ein, weil der Kolben an der Ankerplatte anschlägt. Nach dem Anschlag des Kolbens, also nach dem Ende seiner Bewegung, steigt der Strom weiter nach Gleichung (4-7) an, bis der Strom den Maximalwert erreicht hat, welcher durch den ohmschen Widerstand der Spule begrenzt ist.

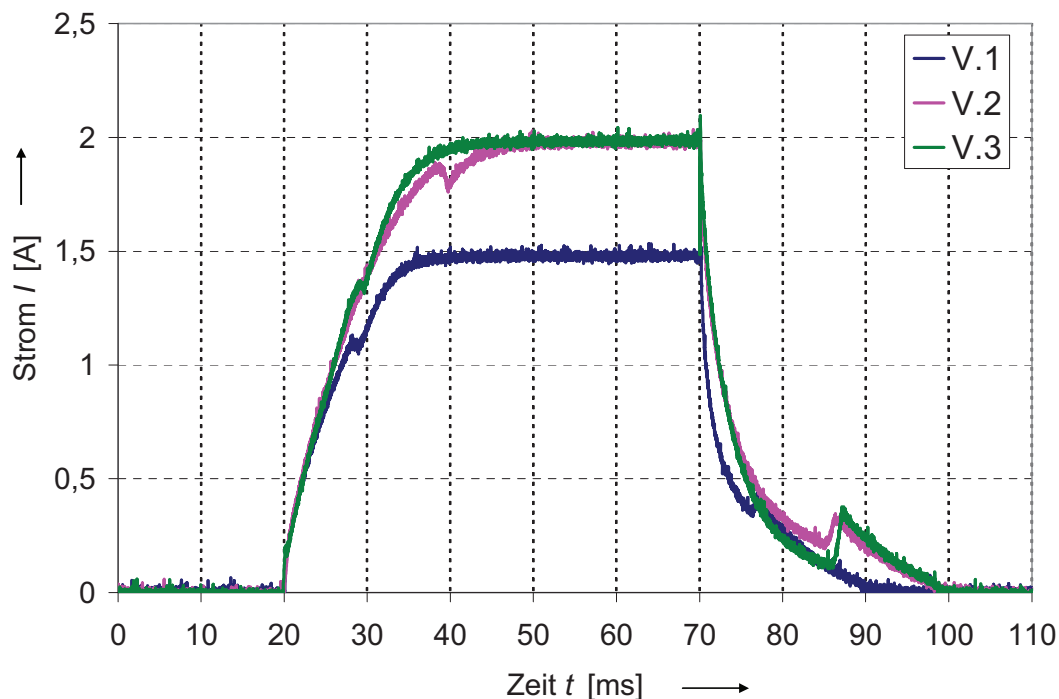


Abbildung 4-39 Vergleich der gemessenen Stromverläufe

Zeitlich geschieht dies in etwa bei 50 ms. Bei 70 ms wird der Stromfluss in die Spule unterbrochen. Durch die Selbstinduktion der abgeschalteten Spule entsteht ein Strom, der über die Freilaufdiode fließt. Der Strom fällt nicht schlagartig ab, sondern folgt dem Stromverlauf für das Abschalten einer Induktivität nach Gleichung (4-16) [Kuch]. Bei ca. 85

ms fällt erneut die Veränderung im Stromfluss auf, die am Ende der Kolbenbewegung hervorgerufen wird. Diesmal wird der Strom nicht reduziert, sondern erhöht sich um den durch die Kolbenbewegung erzeugten Strom, da bei der Rückbewegung der induzierte Strom die selbe Fließrichtung hat, wie der, welcher durch die Selbstinduktion der Spule hervorgerufen wird. Nach Beendigung der Kolbenrückbewegung fällt der Strom weiterhin nach Gleichung (4-16) [Kuch] ab, bis er zu Null wird.

$$i = \frac{U}{R} \cdot e^{-t/\tau} \quad (4-16)$$

Aus der Stromkurve können folgende Schlüsse gezogen werden: Die Dauer zwischen dem Einschalten des Spulenstromes und dem Anschlag des Kolbens auf die Ankerplatte beträgt in etwa 20 ms. Die Dauer zwischen dem Abschalten und dem Anschlag in der Ruhelage des Kolbens beträgt ca. 17 ms. Diese Werte zeigen die Grenze für die Förderfrequenz f_{anst} auf, die in diesem Fall bei maximal 27 Hz liegt. Dies entspricht einer Förderfrequenz $f_{förd}$ von 54 Hz. Diese Werte gelten für den Leerlauf der Dosierpumpe V.2. Bei der Förderung sind diese Werte nicht mehr sicher zu erreichen. Durch eine höhere Betriebsspannung und damit einem höheren Spulenstrom können die Zeiten bzw. Frequenzen positiv beeinflusst werden.

Betrachtet man den Stromverlauf, verhalten sich die beiden anderen Dosierpumpen ähnlich, Unterschiede gibt es beim zeitlichen Ablauf der Bewegung des Kolbens. In Tabelle 3 sind die Hubzeiten, die maximale Ansteuer- und Förderfrequenz für den Leerlauf aller drei elektromagnetischen Pumpenvarianten aufgeführt. Bei der Förderung von Flüssigkeiten und zusätzlichen Druckbelastungen verlängern sich die Zeiten für beide Hübe durch die erhöhten Widerstandskräfte und die maximale Förderfrequenz nimmt entsprechend ab.

Tabelle 3 Zeitlicher Vergleich der Kolbenbewegungen

Dosierpumpe	Vorhub t_{vor} [ms]	Rückhub $t_{rück}$ [ms]	f_{anst} [Hz]	$f_{förd}$ [Hz]
V.1	9	8	58,8	117,6
V.2	20	17	27	54
V.3	10	18	35,7	71,4

So beträgt bei den Pumpen V.1 und V.3 die Zeit zwischen dem Einschalten des Stromes und dem Anschlag des Kolbens auf die Ankerplatte 9 bis 10 ms, damit sind sie verglichen mit der V.2 doppelt so schnell. Die Dosierpumpe V.1 hat die geringste zur Verfügung stehende Magnetkraft. Sie arbeitet aber ohne Dichtringe und deren Reibung. Wegen der kleineren Widerstandskräfte ergeben sich günstigere Werte als bei der Dosierpumpe V.2. Die höhere Reibkraft durch die Dichtringe und die höhere Federkraft wird bei der Variante 3 infolge der deutlich gestiegenen Magnetkraft überkompensiert. Für die Rückstellung des Kolbens ergibt sich für die Variante 1 eine Zeit von ca. 8 ms und ca. 18 ms für die Variante 3. Trotz des Wegfalls der magnetisch wirksamen Distanzscheibe in der Dosierpumpe V.3 erreicht diese in etwa dieselben zeitlichen Werte für die Rückbewegung wie Variante 2. Dies ist auf das bessere magnetische Verhalten des Werkstoffs Vacoflux50 zurückzuführen.

4.6 Die Ventile als Steuerorgane

Für die beschriebene Hubkolbenpumpe werden zwei Rückschlagventile für die fluidische Steuerung des Förderprozesses benötigt. Es werden dafür zwei verschiedenartige Ventiltypen eingesetzt, siehe Abbildung 4-40. Das Einlassventil ist ein spezielles Plattenventil aus der Mikrofluidik [Nguy]. Das im Kolben integrierte Ventil ist ein Kugelventil. Durch den unterschiedlichen Aufbau besitzen die Ventile unterschiedliche Eigenschaften, im speziellen besitzen sie verschiedene Eigenfrequenzen. Es wird dadurch eine Kopplung der Ventile über das zu fördernde Fluid vermieden und eine exakte Steuerung des Förderprozesses gewährleistet. Das Plattenventil ist in dieser Baugröße neu. Es wird nachfolgend beschrieben.

4.6.1 Funktion und Aufbau

Für die fluidische Steuerung des Förderprozesses wird ein spezielles Plattenventil als saugseitiges Ventil verwendet. Dieses druckgesteuerte Ventil zeichnet sich dadurch aus, dass es keine Vorspannung wie ein herkömmliches Kugelventil besitzt. Es öffnet und schließt sich schon bei sehr kleinen Druckdifferenzen. Das Schließen des Plattenventils wird durch die sich einstellende Druckdifferenz vor und hinter dem Ventil durch die Vorbewegung des Kolbens, also das Komprimieren des größeren Arbeitsraums V der Pumpe, unterstützt. Die elastischen Ventilstege des Ventils, siehe Abbildung 4-45, übernehmen die Funktion der Lagerung und der Rückstellung der flachen Ventilplatte, ohne diese mit einer Vorspannung auf die Gegenfläche zu drücken. Bedingt durch diese Bauweise besitzt dieses Plattenventil ein sehr gutes Ansprechverhalten. Zusätzlich beansprucht es nur einen im Verhältnis zum im Kolben eingebauten Kugelventil sehr kleinen axialen Bauraum, welcher der Materialstärke von 0,1 mm entspricht, siehe Schnittdarstellung in Abbildung 4-40. Das Plattenventil liegt saugseitig vor der Ankerplatte. Idealerweise müsste das Plattenventil im großen Hubraum liegen und die Durchgangsbohrung in der Ankerplatte verschließen bzw. freigeben. Der Vorteil wäre ein reduzierter Schadraum V_s und ein daraus resultierendes besseres Ansaugverhalten der Dosierpumpe. Dieses Thema wird in Kapitel 5.6.2 ausführlich behandelt. Die Nachteile überwiegen aber. Zum einen verkleinert sich die magnetische Kraft durch den erhöhten Abstand zwischen Kolben und Ankerplatte. Wie bereits beschrieben, ist ein Abstand zwischen dem Kolben und der Ankerplatte ab der Dosierpumpenvariante 3 durch eine eingebaute Distanzscheibe (Dosierpumpe V.1) bzw. Tellerfeder (Dosierpumpe V.2) nicht mehr erforderlich. Die Ankerplatte ist ein definierter

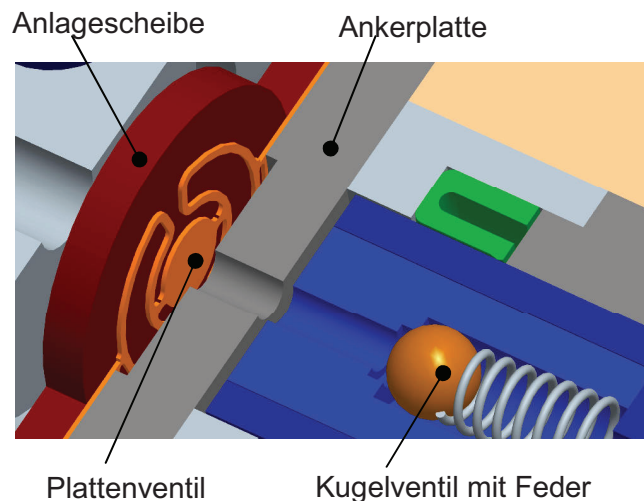


Abbildung 4-40 Plattenventil in Einbaulage

Die elastischen Ventilstege des Ventils, siehe Abbildung 4-45, übernehmen die Funktion der Lagerung und der Rückstellung der flachen Ventilplatte, ohne diese mit einer Vorspannung auf die Gegenfläche zu drücken. Bedingt durch diese Bauweise besitzt dieses Plattenventil ein sehr gutes Ansprechverhalten. Zusätzlich beansprucht es nur einen im Verhältnis zum im Kolben eingebauten Kugelventil sehr kleinen axialen Bauraum, welcher der Materialstärke von 0,1 mm entspricht, siehe Schnittdarstellung in Abbildung 4-40. Das Plattenventil liegt saugseitig vor der Ankerplatte. Idealerweise müsste das Plattenventil im großen Hubraum liegen und die Durchgangsbohrung in der Ankerplatte verschließen bzw. freigeben. Der Vorteil wäre ein reduzierter Schadraum V_s und ein daraus resultierendes besseres Ansaugverhalten der Dosierpumpe. Dieses Thema wird in Kapitel 5.6.2 ausführlich behandelt. Die Nachteile überwiegen aber. Zum einen verkleinert sich die magnetische Kraft durch den erhöhten Abstand zwischen Kolben und Ankerplatte. Wie bereits beschrieben, ist ein Abstand zwischen dem Kolben und der Ankerplatte ab der Dosierpumpenvariante 3 durch eine eingebaute Distanzscheibe (Dosierpumpe V.1) bzw. Tellerfeder (Dosierpumpe V.2) nicht mehr erforderlich. Die Ankerplatte ist ein definierter

Anschlag für den Kolben und begrenzt damit den Hub s exakt. Würde das Plattenventil im Hubraum liegen, würde der Kolben auf das Plattenventil aufschlagen und dieses in kurzer Zeit mechanisch zerstören. Dies war ausschlaggebend für die gewählte und abgebildete Anordnung. Zum Öffnen des Plattenventils ist in die Ankerplatte eine Vertiefung eingearbeitet, in die sich die Ventilplatte und die Stege hineinbewegen und die Ventilplatte umströmt wird. Durch die Vertiefung und die Durchgangsbohrung in der Ankerplatte erhöht sich der Schadraum V_s .

4.6.2 Geometrie des Plattenventils

Die Geometrie des Plattenventils ist entscheidend für dessen Funktion, dies gilt im Besonderen für die Ventilstege, die den eigentlichen Ventilkörper führen. Je nach Breite und Geometrie der Stege kann die Ventilplatte weicher oder härter geführt werden, so lassen sich verschiedene Ventilkennlinien einstellen. Es kann natürlich auch der Werkstoff bzw. die Materialstärke variiert werden. Als Werkstoff wurde die Kupfer-Beryllium-Legierung CuBe2 gewählt, ein hervorragender Federwerkstoff mit hoher Dauerfestigkeit. Eine Auswahl an möglichen Geometrien zeigt die Abbildung 4-41. Die Maßnahmen zur Beeinflussung der Funktion des Plattenventils wurden betrachtet und auf ihre Anwendbarkeit hin überprüft. Die Untersuchung erfolgte zum einen im Vorfeld per Simulation und bei Erfolg versprechender Simulation im Versuch.

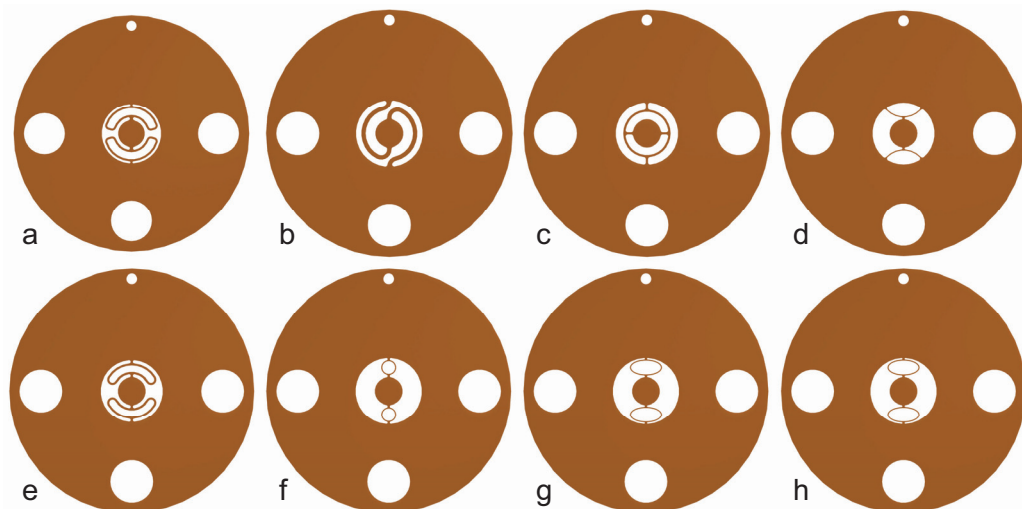


Abbildung 4-41 Variation der Ventilgeometrie

Bei der Variation des Plattenventils sind folgende geometrische Randbedingungen einzuhalten:

- Außendurchmesser 23 mm für die Zentrierung des Plattenventils über den Innendurchmesser des Gehäuses
- 3 Durchgangsbohrungen zur Realisierung des dreifach geführten Überstromkanals (rechte, linke, untere größere Bohrung)
- 1 Durchgangsbohrung zur Verdrehsicherung (obere kleinere Bohrung), damit der Überströmkanal durch eine verdrehte Montage des Plattenventils nicht verschlossen wird

- 2 mm Außendurchmesser für die Ventilplatte und 6 mm Innendurchmesser für die umgebende Aussparung, in der die Stege integriert sind

Aus den in Abbildung 4-41 abgebildeten Varianten wurde nach den Untersuchungen, wie Herstellbarkeit, Dauerfestigkeit, Federkennlinie, usw., die Vorzugsvariante ausgewählt. Es handelt sich hierbei um die Ventilgeometrie a, die nachfolgend betrachtet wird.

Beim Entwurf des Plattenventils wurde die Auslenkung der Ventilplatte bei unterschiedlichen, auf die Ventilplatte senkrecht wirkenden Kräften per Simulation berechnet. Die Kräfte entstehen am realen Ventil durch die Druckunterschiede zwischen den beiden Seiten der Ventilplatte. Die Ergebnisse der Simulation sind die Verschiebungen der Ventilplatte, siehe Abbildung 4-42, und die mechanischen Spannungen im Plattenventil. So kann zum Beispiel im Vorfeld festgestellt werden, ob die maximal zulässigen Spannungen durch die auftretende Belastung im Betrieb überschritten werden. Die Simulationsergebnisse wurden durch Messungen am realen Ventil überprüft bzw. die FEM-Ergebnisse durch eine Änderung von Parametern an die Messungen angepasst.

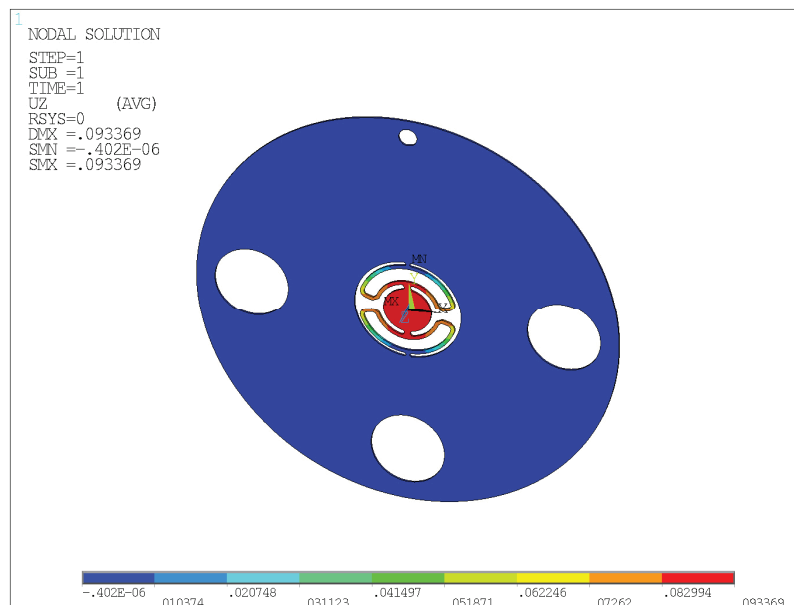


Abbildung 4-42 FEM-Simulation (Verschiebung)

Die Plattenventile werden per Laserstrahlschneiden gefertigt. Das Laserstrahlschneiden bietet sich bei diesen filigranen Strukturen an, da keine mechanischen Kräfte, wie sie zum Beispiel beim Fräsen entstehen, auf die Ventilstruktur einwirken. Der thermische Einfluss durch den Laserstrahl kann hier vernachlässigt werden. Mit dem Laser können Stege mit Breiten von nur 0,1 mm gefertigt werden. Entsprechend gering fallen die Kräfte für die Auslenkung der Ventilplatte aus. Durch die Versuche wurden die einzelnen Kraft-Weg-Kennlinien der unterschiedlichen Plattenventile ermittelt. Hierbei wurde die Ventilplatte mit zunehmender Kraft belastet und die Auslenkung mittels eines Laser-Triangulationssensors gemessen. Der Messaufbau und das berührungslose optische Messprinzip zur Wegmessung ist in Abbildung 4-43 dargestellt. Der Wegsensor besitzt eine Laserstrahlquelle mit einer Optikeinheit, welche den Laserstrahl auf das Messobjekt treffen lässt. Durch die Verschiebung des Messobjektes ändert sich der Reflexionswinkel des Laserstrahls am Messobjekt. Neben der Optik für das Aussenden des Laserstrahls besitzt der Wegsensor

noch eine Empfängeroptik, die den reflektierten Strahl auf dem eigentlichen Sensor abbildet. Der auftretende reflektierte Laserstrahl bewegt sich proportional zur Verschiebung des Messobjektes innerhalb des Messbereichs auf dem Sensor und stellt damit ein Maß für den Verschiebungsweg dar. Der Sensor wird intern ausgewertet und der gemessene Weg als analoge Ausgangsspannung zur Verfügung gestellt.

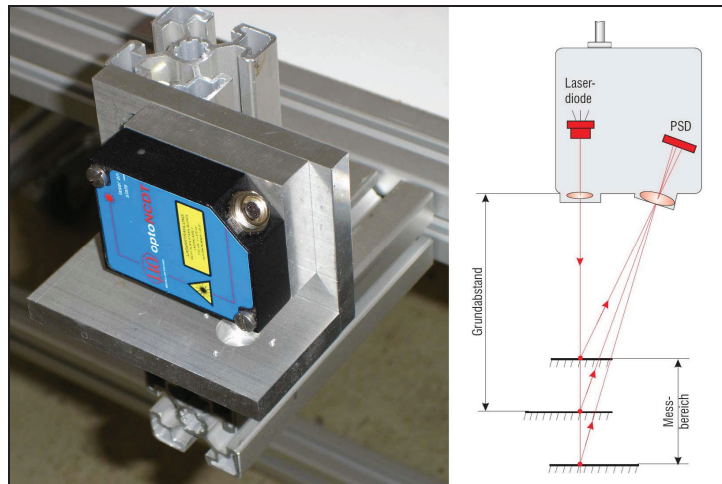


Abbildung 4-43 Messaufbau und Funktionsweise des Triangulationssensors

Die Auslenkungen des Ventilkörpers wurden bei unterschiedlichen Belastungen gemessen. Auf diese Art wurden Kennlinien für die realen Ventile ermittelt, die mit den Simulationsergebnissen verglichen werden können. In Abbildung 4-44 ist ein Vergleich zwischen Messung und Simulation des in Abbildung 4-42 gezeigten Plattenventils im Diagramm zu sehen.

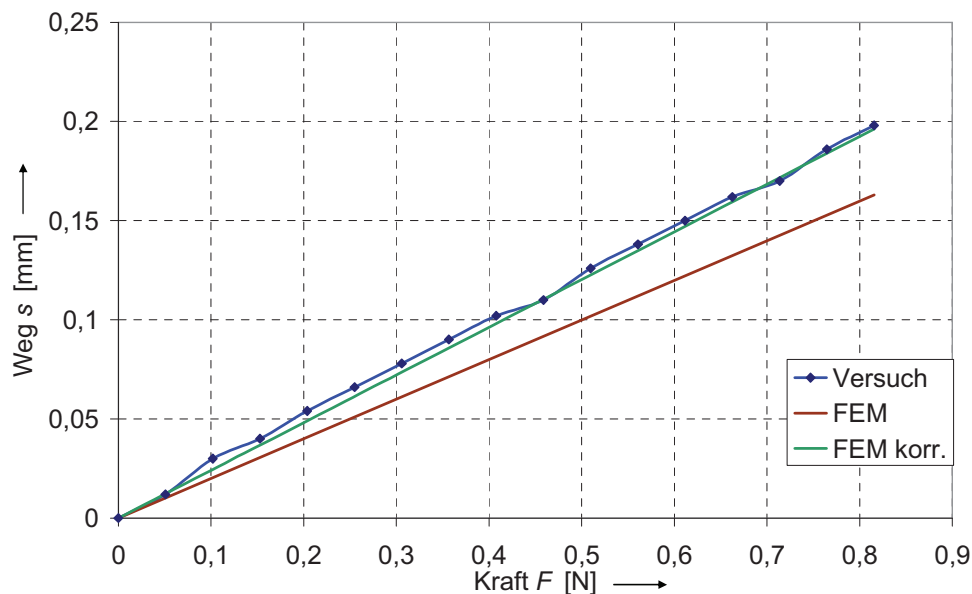


Abbildung 4-44 Vergleich Messung und Simulation

Die Simulationsergebnisse mit einem vom Hersteller der Kupfer-Beryllium-Legierung angegebenen Elastizitätsmodul von $E = 130\,000\text{ N/mm}^2$ (FEM) weichen von den Messergebnissen am realen Bauteil ab. Rechnerisch verhält sich das Plattenventil steifer, d.h. es ist eine höhere Kraft für die Auslenkung der Ventilplatte erforderlich, um den gleichen Weg s des realen Bauteils zu erreichen. Der Grund dafür liegt in der Laserbearbeitung.

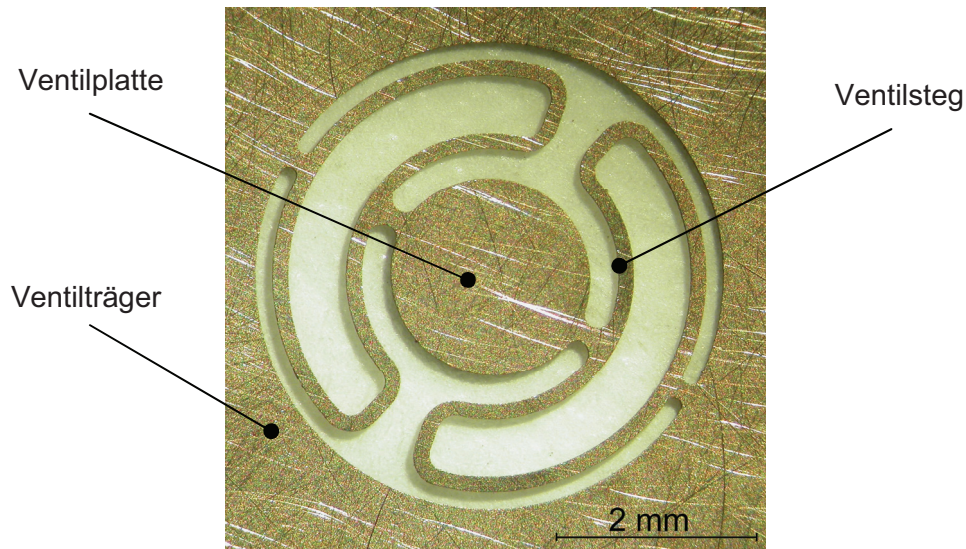


Abbildung 4-45 Plattenventil aus einer Kupfer-Beryllium-Legierung

Der Durchmesser des Laserstrahls wirkt sich bei den feinen Stegen als Abweichung von der Sollbreite aus. Tatsächlich sind die gefertigten Stege etwas schmaler als die in der Simulation verwendeten, da Bearbeitungsaufmaße bei der Fertigung nicht angewendet werden. Nach einer Anpassung an die realen fertigungsbedingten Maße ergeben sich bei der Simulation vergleichbare Werte (FEM kor.). Damit können die Ventile bereits per Simulation ausgelegt werden. Durch die theoretischen und versuchstechnischen Untersuchungen wurde eine günstige Geometrie des Plattenventils gefunden, siehe Abbildung 4-41 oben links und Abbildung 4-45.

4.6.3 Eigenfrequenz der Vorzugsvariante

Die Funktionalität des Plattenventils wird durch die Eigenfrequenz ω_0 beeinflusst. Damit Resonanzerscheinungen am Plattenventil, bedingt durch die Anregung mit der Ansteuerfrequenz f_{anst} der Dosierpumpe, vermieden werden, sollte die Eigenfrequenz des Plattenventils größer sein als die Ansteuerfrequenz f_{anst} . Die ungedämpften Eigenfrequenzen, wie zum Beispiel näherungsweise in Luft; wurden mit Hilfe des FEM Programms Ansys [1] berechnet. Es ergibt sich ein Wert für die erste Eigenfrequenz $\omega_{01} = 15.230 \text{ s}^{-1}$, was einer Frequenz von 2.424 Hz entspricht. Sie ist damit ca. 100-mal größer als die Ansteuerfrequenz f_{anst} . Der Größenunterschied lässt darauf schließen, dass die Bewegung des Plattenventils nicht durch die Ansteuerfrequenz f_{anst} beeinflusst wird.

4.6.4 Fluidische Eigenschaften des Plattenventils

Für die Funktion der Dosierpumpe ist es notwendig den Förderprozess über die Ventile zu steuern. Für eine druckstabile und kontinuierliche Förderung muss die Funktion der Ventile unabhängig vom erzeugten Druck sein, dies gilt insbesondere für das Schließverhalten, da die Dosierpumpe über einen Druckbereich von 0 bis 5 bar einen möglichst konstanten Volumenstrom Q erzeugen soll. Treten in Sperrrichtung druckabhängige Leckvolumenströme auf, dann führt dies zu einer diskontinuierlichen Förderung. Mit steigendem Druck p in der Dosierpumpe steigen die Leckvolumenströme über den Ventilen an und der geförderte

Volumenstrom Q sinkt ab. Das Verhalten des Plattenventils wird nachfolgend für die Durchlass- und Sperrrichtung unter diesem Gesichtspunkt betrachtet.

Die Verbindung aus Anlagescheibe, siehe Abbildung 4-40, und Ventilplatte, siehe Abbildung 4-45, ergibt das druckgesteuerte saugseitige Rückschlagventil. Die Durchgangsbohrung in der Anlagescheibe wird durch die Ventilplatte im Ruhezustand abgedeckt. Die Stege zentrieren die Ventilplatte über der Bohrung und ziehen diese in die Ruhelage zurück, ohne dabei eine Vorspannung zu erzeugen. Der sich am Plattenventil einstellende Differenzdruck Δp_V verschiebt die Ventilplatte. Bei einem höheren Druck auf der Saugseite bewegt sich die Ventilplatte in den Öffnungsraum hinein, d.h. das Ventil öffnet sich. Bei einem niedrigeren Druck auf der Saugseite liegt die Ventilplatte auf der Anlagescheibe und verschließt die Durchgangsbohrung. Je höher die Druckdifferenz, desto besser schließt das Ventil. Das Ventil hat wegen der fehlenden Vorspannung ein sehr feines Ansprechverhalten, d.h. es öffnet sich bereits bei einer sehr kleinen Druckdifferenz. Messergebnisse mit verschiedenen Kraftstoffen sind dazu in Abbildung 4-46 dargestellt.

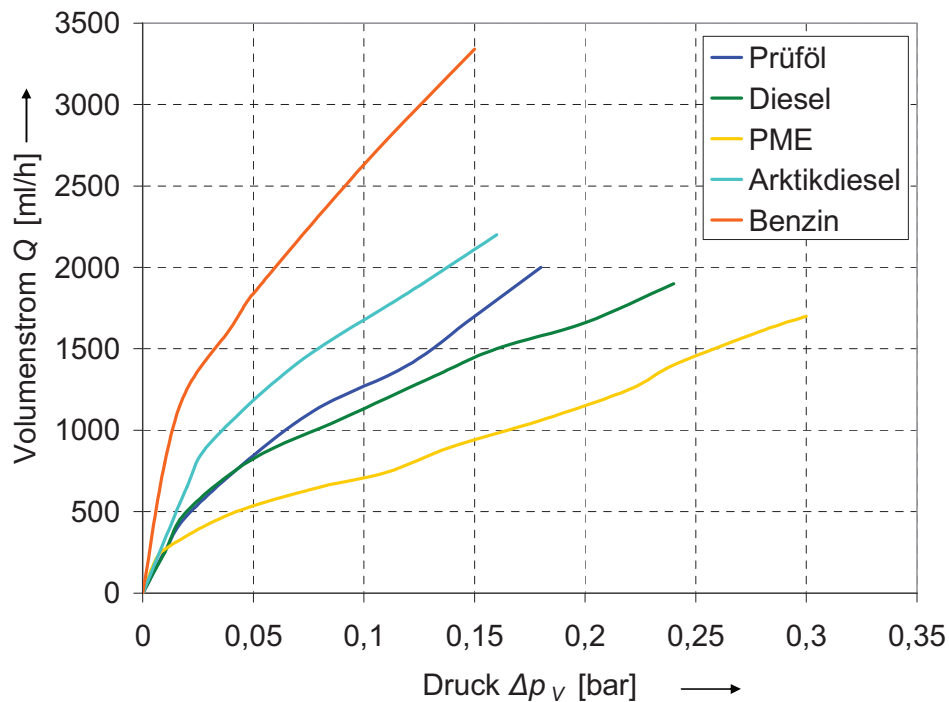


Abbildung 4-46 Gemessene Ventilkennlinien des Plattenventils bei 20 °C

Das Diagramm zeigt den Volumenstrom Q über dem Differenzdruck Δp_V für die getesteten Kraftstoffe. Erwartungsgemäß verhalten sich die Kennlinien wie die Kraftstoffviskositäten. PME hat die höchste Viskosität und den geringsten Anstieg. Beim Diesel und dem Prüföl zeigt sich bis zu einem Differenzdruck Δp_V von 0,05 bar ein gleiches Verhalten. Die Kurve für Diesel steigt danach etwas flacher an. Ein größerer Volumenstrom Q über dem Differenzdruck Δp_V ergibt sich für Arktikdiesel, der eine noch geringere Viskosität als der Diesel und das Prüföl besitzt. Die geringste Viskosität besitzt in diesem Vergleich das Benzin und ergibt auch die steilste Kurve. Im Verhältnis zum PME tritt beim Benzin der dreifache Volumenstrom Q bei annähernd gleichem Differenzdruck Δp_V auf. Beim zu fördernden Nennvolumenstrom Q_{Nenn} von 630 ml/h ergibt sich eine Spanne beim Differenzdruck von Δp_V

0,02 ÷ 0,1 bar am Ventil. Wegen der fehlenden Vorspannung lässt sich kein reproduzierbarer Differenzdruck angeben, ab welchem das Ventil öffnet. Ein Durchfluss ist bereits bei weniger als 0,01 bar Differenzdruck möglich. Diese Eigenschaft in Durchflussrichtung ist positiv zu bewerten. Ein Problem besteht aber in Sperrrichtung.

Durch die fehlende Vorspannung schließt das Ventil erst ab einem gewissen Differenzdruck. Die Ventilplatte liegt auf der Anlagescheibe an, wobei sich dazwischen ein enger Spalt einstellen kann, der für einen Leckvolumenstrom ausreicht. Erst wenn der Spalt durch den Differenzdruck vollständig geschlossen wird, ist das Ventil dicht. Im Versuch wurde das Plattenventil in Sperrrichtung mit einem Druck p beaufschlagt, wodurch sich der Differenzdruck Δp_V am Ventil einstellt. Dabei wurde der Leckvolumenstrom Q gemessen. Das Diagramm in der Abbildung 4-47 zeigt das Ergebnis des Versuchs mit Prüfl.

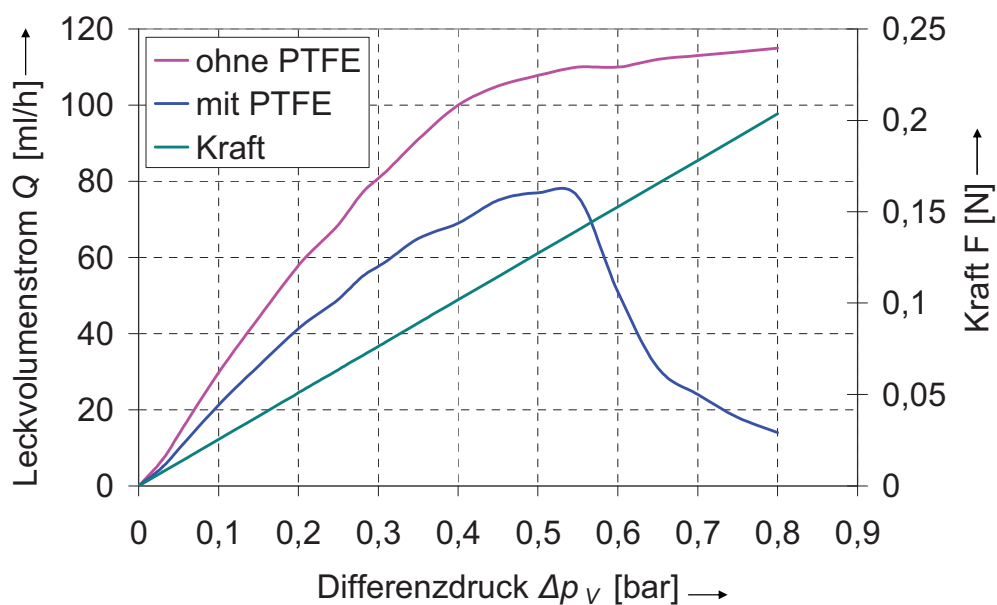


Abbildung 4-47 Kennlinien Leckvolumenstrom in Sperrrichtung (Messung)

Dargestellt sind in Abhängigkeit vom Differenzdruck Δp_V der durch das Ventil fließende Leckvolumenstrom Q und die Kraft F , die dann auf die Ventilplatte wirkt. Zunächst wird die Kurve für das Ventil ohne PTFE betrachtet. Der Leckvolumenstrom Q nimmt mit Erhöhung des Differenzdrucks Δp_V trotz des gesperrten Ventils zu. Gemessen am Betrag des Differenzdrucks Δp_V ist der Leckvolumenstrom Q deutlich kleiner als in Durchlassrichtung, siehe Abbildung 4-46. Er ist aber gemessen am Nennvolumenstrom Q_{Nenn} von 630 ml/h sehr hoch. Der Leckvolumenstrom am Ventil nimmt bis zu einem Druckwert von 0,4 bar linear zu. Erst nach diesem Druckwert nimmt der Leckvolumenstrom Q eine flachere Steigung an, nimmt aber dennoch stetig zu. Ab einem Druck von über 0,4 bar verbessert sich die Abdichtwirkung des Ventils infolge des aufgebrauchten Differenzdrucks Δp_V . Trotzdem kommt es nicht zur Abnahme des Leckvolumenstromes bzw. zu einem Abdichten des Ventils. Ursächlich liegt es an der Werkstoffpaarung. Das Ventil besteht aus Kupferberylliumbronze und die Anlagescheibe aus Neusilber. Beide Werkstoffe können in diesem Fall als hart angesehen werden, d.h. sie verformen sich bei der geringen Belastung in den Berührungsstellen nur wenig. Obwohl die sich berührenden Flächen feinstbearbeitet und poliert sind, gibt es keine dichte Anlage.

Für eine bessere Abdichtwirkung wurde die Ventilplatte mit PTFE beschichtet. Ziel ist es, eine Kontaktpaarung zu realisieren, bei der ein harter und ein weicher, elastischer Werkstoff aneinander anliegen. Die Anlagescheibe ist der harte, unnachgiebige Teil, das beschichtete Ventil ist der weiche und elastische. Durch die Elastizität lassen sich die kleinen Unebenheiten weitgehend ausgleichen. Das Ergebnis zeigt die Kurve für das Ventil mit PTFE in Abbildung 4-47. Durch die Beschichtung der Ventilplatte bekommt das Plattenventil eine leichte Vorspannung, der anfängliche Anstieg der Kurve wird flacher. Bei einem Differenzdruck Δp_V von ca. 0,55 bar bzw. einer Anpresskraft von $F = 0,14$ N beginnt der Leckvolumenstrom Q stark zu sinken, erreicht aber nicht den Nullpunkt. Im Verhältnis zum unbeschichteten Ventil ist eine deutlich bessere Abdichtung realisiert. Es zeigt sich hierbei das im Vorfeld genannte Verhalten, dass mit steigendem Differenzdruck Δp_V die Abdichtwirkung erhöht wird. Eine komplette Absperrung wird dennoch durch dieses Ventil nicht erreicht. Durch die nunmehr vorhandene leichte Vorspannung des Plattenventils ergibt sich ein anderes Verhalten in Durchlassrichtung, siehe Abbildung 4-48.

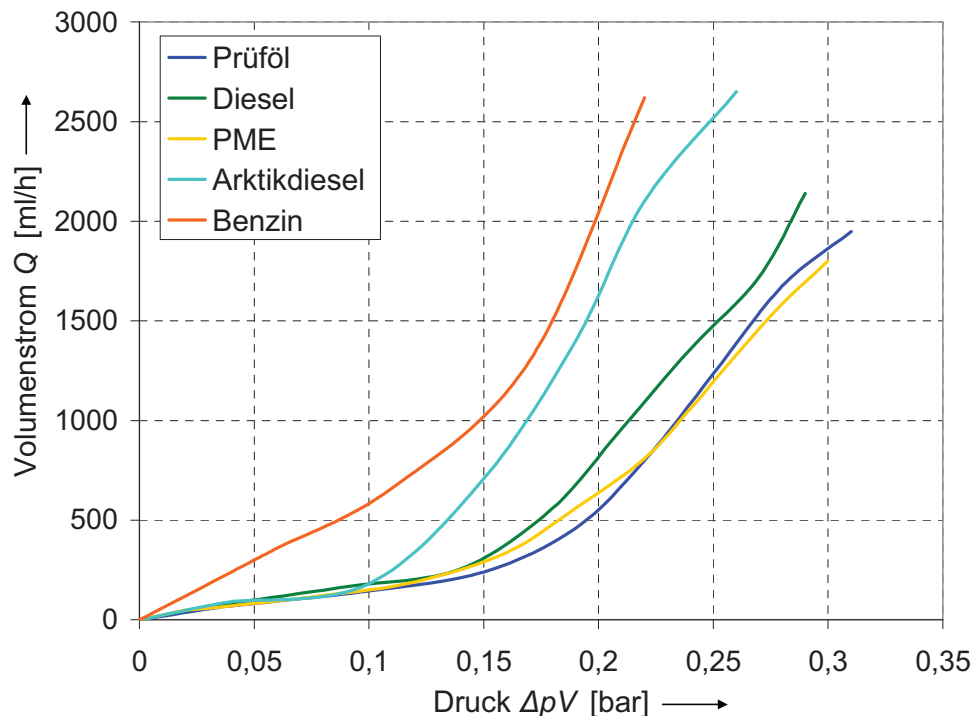


Abbildung 4-48 Plattenventil mit PTFE-Beschichtung (Messung)

Als auffälligste Änderung stellt sich der flachere Anstieg der Kurven aus dem Koordinatenursprung für alle Fördermedien dar. Das bedeutet, dass der Volumenstrom langsamer dem steigenden Differenzdruck folgt als vorher. Für die Medien Prüföl, Diesel und PME zeigt sich ein ähnliches Verhalten. Ab einem Differenzdruck Δp_V von 0,15 bar nimmt der Volumenstrom Q stärker zu. An dieser Stelle lässt sich das Öffnen des Ventils erkennen. Der Volumenstrom davor entspricht dem Leckvolumenstrom des Ventils, da dieses trotz der Vorspannung nicht komplett dicht ist. Ähnliches gilt für den Arktikdiesel, bei dem das Öffnen aber bereits bei einem Differenzdruck Δp_V von 0,1 bar beginnt. Durch die niedrigste Viskosität zeigt die Kurve für Benzin kein ausgeprägtes Öffnungsverhalten. Der Anstieg der

Kurve steigt leicht bei einem Differenzdruck Δp_V von 0,1 bar und dann nochmals stärker bei ca. 0,15 bar.

Insgesamt konnte die Druckstabilität und das Ansaugverhalten der Dosierpumpe durch das beschichtete Ventil verbessert werden.

4.6.5 Lebensdauer des Plattenventils

Ausschlaggebend für die Funktion der Dosierpumpe auch nach längerem Betrieb sind unter anderem die Ventile. Für das Plattenventil liegen keine Erfahrungen hinsichtlich der Lebensdauer vor. Die mit einer Stegbreite von rund 0,1 mm recht filigran ausgeführten Ventilstege sind die Schwachstellen, die hinsichtlich ihrer Lebensdauer untersucht werden müssen. Erwartet wird eine Mindestlebensdauer von rund 5000 Stunden. Bei der angestrebten Betätigungsfrequenz von 25 Hz entspricht das einer Lastwechselanzahl von 270 Millionen für das Plattenventil. Für eine Überprüfung der Lebensdauer wurde ein Versuch durchgeführt, bei dem die auftretenden Belastungen an realen Plattenventilen nachgestellt wurden. Derartige Versuche laufen, bis ein definiertes Versagen eintritt oder eine festgelegte Grenzschwingspielzahl erreicht wird.

Für die Überprüfung wurde das in Abbildung 4-49 gezeigte Prüffeld aufgebaut. Die mechanische Belastung, wird als axiale Verschiebung der Ventilplatte am realen Ventil aufgebracht.

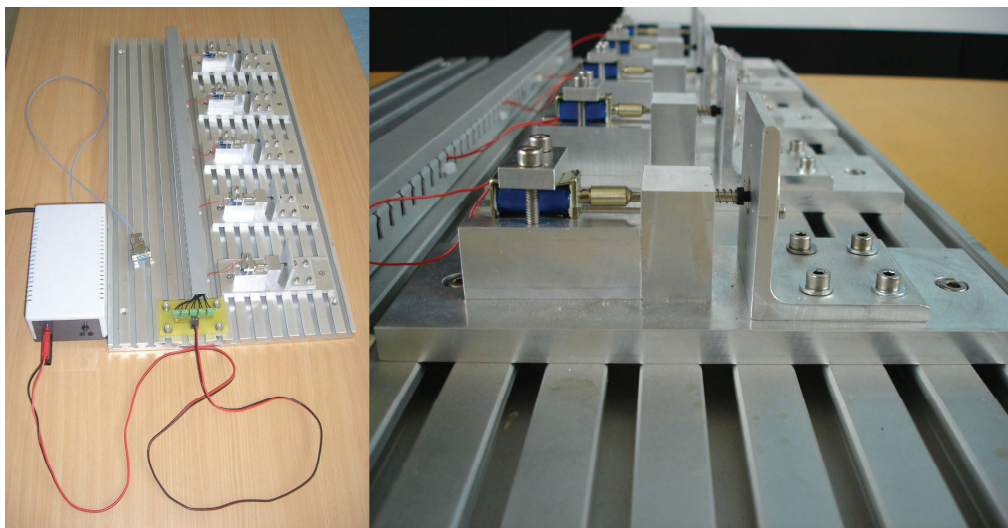


Abbildung 4-49 Prüffeld Ventillebensdauer

Die Wiederholfrequenz von 25 Hz entspricht der Frequenz beim Einsatz des Ventils in der realen Pumpe. Als Stellantrieb für die Bewegung des Ventilkörpers werden elektromagnetische Hubmagneten verwendet. Sie erzeugen den Hub von 0,1 mm. Die Ansteuerung der Hubmagnete erfolgte über einen Mikrokontroller mit entsprechendem Leistungsausgang. Die Ansteuerfrequenz und die Lastspielzahlen lassen sich über eine grafische Bedienoberfläche am PC vorgeben bzw. ablesen. Für eine höhere statistische Sicherheit wurden 5 gleichartige Ventile parallel geprüft. Bei der so nachgestellten Belastung der Ventile konnte kein Bauteilversagen durch Bruch oder bleibende Verformung nach 5000 Stunden Betrieb festgestellt werden.

4.7 Messung der fluidischen Eigenschaften der Dosierpumpe

Für die Ermittlung der fluidischen Kenngrößen wie Fördervolumenstrom, Förderdruck und Ansaugdruck wurde ein Prüfstand aufgebaut, siehe Abbildung 4-50. Der Prüfstand besitzt Drucksensoren und Temperatursensoren auf beiden Seiten der Dosierpumpe. Für die Messung des Volumenstromes wird ein Massenstrommesser, der nach dem Coriolisprinzip arbeitet, eingesetzt. Die physikalischen Größen werden durch die Sensoren in elektrische Größen umgewandelt und mittels einer Messkarte PCI 6259 [11] durch einen PC verarbeitet [Mühl]. Der Vordruck kann in einem Bereich von -0,8 bis 4 bar variiert werden. Auf der Druckseite ist eine motorisch angetriebene Feindrossel für die Einstellung des Gegendrucks eingebaut. Die relevanten Kenngrößen der fluidischen Aktoren wie Fördervolumenstrom, Druck und Wirkungsgrad sind im hohen Maße von der Temperatur, d.h. der Viskosität der Fluide, abhängig. Bei dem typischerweise kleinen Fördervolumenstrom der Dosierpumpe kann davon ausgegangen werden, dass der über das Fluid eingebrachte Wärmestrom deutlich geringer ist als der, welcher über das Gehäuse an die Umgebung ab- und von der Umgebung zufließt.

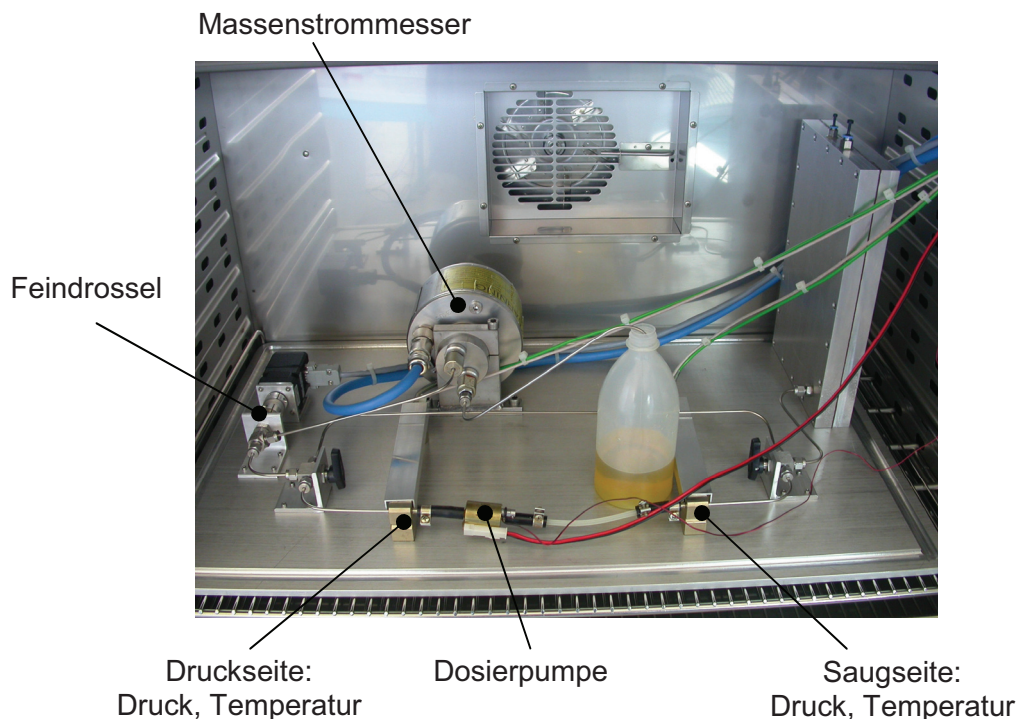


Abbildung 4-50 Prüfstand für kleine fluidische Aktoren

Durch die über die Temperatur einstellbare Viskosität der Flüssigkeit kann die Dosierpumpe mit dem gleichen Testfluid, aber mit unterschiedlichen Viskositäten, getestet, d.h. der Viskositätseinfluss auf das Förderverhalten ermittelt werden. Um den Temperatureinfluss ermitteln bzw. ausschließen zu können, ist das Prüffeld in einem Klimaschrank untergebracht. Die Abbildung 4-51 zeigt beispielhaft die aufgenommene Kennlinie der Dosierpumpe V.3. Dargestellt ist der Fördervolumenstrom in Abhängigkeit vom Gegendruck. Die Pumpe wurde über den gesamten Bereich mit derselben Frequenz angesteuert. Charakteristisch für diesen Entwicklungsstand der Pumpe ist das relativ starke Abfallen des

Volumenstromes in einem Gegendruckbereich von ca. 0,25 bis 0,65 bar, was auf das verwendete Plattenventil zurückzuführen ist. Ein unvorspanntes Plattenventil benötigt für eine korrekte Abdichtung eine gewisse Druckdifferenz am Ventil. Durch den zunehmenden Druck werden die Lässigkeiten am Ventil größer, da die Druckdifferenz am Ventil für eine ausreichende Abdichtung nicht groß genug ist. Erst bei einem größeren Gegendruck verbessert sich die Abdichtung und der Volumenstrom stabilisiert sich. In einem Bereich von ca. 1 bis 5 bar bleibt der geförderte Volumenstrom relativ konstant, mit einer leicht absinkenden Tendenz. Erst ab einem Druck von 5 bar beginnt der Volumenstrom stärker abzufallen. Bei einem maximalen Gegendruck von 5,5 bar bricht die Förderung der Dosierpumpe ab, d.h. der Volumenstrom bricht zusammen. Bedingt durch den hohen Druck und die dadurch auf den Kolben wirkenden hohen Kräfte bewegt sich dieser nicht mehr, da die Widerstandskräfte größer sind als die elektromagnetische Antriebskraft. Die hohe Konstanz des Volumenstromes bei sich änderndem Druck erlaubt den Einsatz der Pumpe für die im Vorfeld geplante Anwendung.

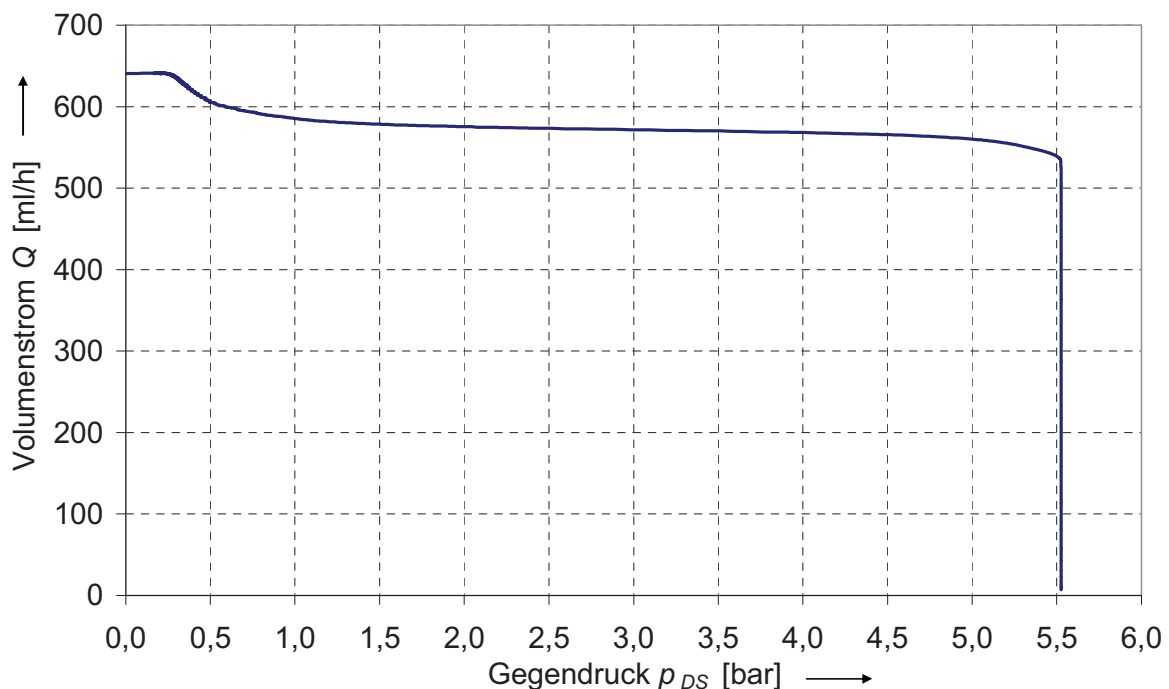


Abbildung 4-51 Gegendruckvariation V.3 (Messung)

Eine genauere Beschreibung der Fördereigenschaften der Dosierpumpe ist in [Barten] zu finden.

4.8 Entwicklungsverlauf und weiterer Entwicklungsbedarf

Im Laufe der Entwicklung wurden die Anforderungen an die Dosierpumpe fortgeschrieben. Gleich blieb die Förderfrequenz bei unverändertem Fördervolumenstrom. Anders sah es beim maximal erreichbaren Gegendruck der Dosierpumpe aus. Hintergrund für die Änderung ist der fahrzeugspezifische Einbauort der Standheizung. Die Dosierpumpe wird in der Nähe des Fahrzeugtanks verbaut und die Heizung in Motornähe. Je nach Fahrzeug können so zum einen lange Wege zwischen der Dosierpumpe und dem Heizgerät auftreten. Die

Druckabfälle in der Zuleitung, gerade bei niedrigen Temperaturen, sind dann recht groß und müssen durch die Dosierpumpe für einen sicheren Betrieb der Heizung überwunden werden. Zum anderen kann es vorkommen, dass die Heizung höher eingebaut ist als die Pumpe. Höhenunterschiede von bis zu 3 m sind beim LKW möglich. Der Maximaldruck der Dosierpumpe wurde für zukünftige Anwendungen mit 4,5 bar festgelegt. Nach Einführung der Kolbendichtungen und anderen konstruktiven Maßnahmen, im speziellen die Erhöhung der Magnetkraft, wird ein Gegendruck von 4,5 bar sicher erreicht.

Recht ungewöhnlich sind die Anforderungen auf der Saugseite der Dosierpumpe. Normalerweise muss eine Pumpe nur einen Unterdruck für das Ansaugen erzeugen. Der minimale Ansaugdruck soll aber 0,55 bar (absolut) betragen. In der Praxis ist dieser Wert bei großen Schlauchlängen bzw. Höhenunterschiede zwischen Tank und Pumpe notwendig. In diesen Fällen muss sichergestellt werden, dass die Dosierpumpe in der Lage ist den Brennstoff anzusaugen, auch wenn die Leitung und die Dosierpumpe selbst noch nicht mit Flüssigkeit gefüllt sind. Die im System befindliche kompressible Luft hat einen sehr negativen Einfluss auf das Ansaugverhalten. Der maximal erreichbare Unterdruck hängt konstruktiv vom Verhältnis Schadraum V_s im Arbeitsraum V und dem Hubraum V_{h1} ab. Dieses Verhältnis muss so klein wie möglich sein. Die Verkleinerung des Schadraums V_s ist aber wegen des erforderlichen Öffnungsraums für das Plattenventil und der Durchgangsbohrung in der Ankerplatte und im Kolben begrenzt. Das geforderte Unterdruckverhalten konnte nicht im vollen Umfang erreicht werden. Weitere Ansätze zur Reduzierung des Schadraums V_s sind nötig. Das heißt aber auch, dass das Plattenventil in der bisherigen Bauart nicht weiter verwendet werden kann, da der anteilig verursachte Schadraum V_s durch das Plattenventil bzw. den Öffnungsraum zu groß ist. Eine Verbesserungsmöglichkeit ist, das Plattenventil in den Hubraum V_{h1} zu integrieren. Das hätte aber den Nachteil, dass zum einen der Kolben auf das Ventil schlagen würde und zum zweiten wiederum ein nicht erwünschter Abstand zwischen Kolben und Ankerplatte durch das Plattenventil entstehen würde.

Alternativ zum bisherigen Plattenventil könnte auch ein komplett anderes Ventil in Anwendung gebracht werden, bei dem der Schadraum V_s reduziert werden kann. Eine solche Ventilausführung wird im Kapitel 5.6.3 beschrieben. Eine unveränderte Übernahme des Ventils ist aber nicht möglich, da der erforderliche Bauraum den magnetischen Kreis und damit die erzeugbare magnetische Kraft zu stark negativ beeinflusst.

Eine weitere Anforderung, die bisher nicht zufriedenstellend erfüllt werden konnte, ist die statische Abdichtung der Dosierpumpe, die im Ruhezustand die Zuleitung zwischen Tank und Heizung zuverlässig unterbricht und damit keinen Kraftstoff unkontrolliert in die Heizung fließen lässt. Um diese Funktion zu erfüllen, werden normalerweise elastische Dichtelemente so eingebaut, dass diese in der Ruhelage des Kolbens die Öffnung der Saug- bzw. Druckseite verschließen. Die Elastizität der Dichtelemente ist sehr von der Temperatur abhängig, d.h. sie verhärten sich mit niedrig werdender Temperatur. Da die Dichtelemente den Hub des Kolbens begrenzen, wirkt sich bei einem Hub von 0,25 mm die kleine Änderung des elastischen Anschlags bereits auf den geförderten Volumenstrom deutlich aus. Zur Lösung sind noch zu erarbeitende konstruktive Maßnahmen notwendig.

5 Dosierpumpe mit piezoelektrischem Antrieb

5.1 Kurzbeschreibung

Bei der Auswahl der geeigneten Antriebskonzepte für die Dosierpumpe wurden die Vorteile des piezoelektrischen Antriebes in Kapitel 2.3 genannt. Die wichtigsten Vorteile sind die geringe Pulsation und der hohe erreichbare Förderdruck der Dosierpumpe. Trotz der auch genannten Nachteile, wie hohe Kosten und die aufwendige elektrische Ansteuerung, ist eine Alternative zur magnetisch angetriebenen Dosierpumpe mit piezoelektrischen Stapeltranslator als Antrieb entwickelt worden, siehe Abbildung 5-1. Ein piezoelektrischer Stapeltranslator ist ein elektromechanischer Wandler, der beim Anlegen einer elektrischen Spannung seine Länge ändert. Der Einsatz eines Stapeltranslators ohne mechanische Übersetzung als Antrieb für eine Hubkolbenpumpe ist kritisch, da sich nur sehr kleine Wege erzeugen lassen. Der Maximalweg des verwendeten Aktors beträgt $60\text{ }\mu\text{m}$ bei 1000 V Betriebsspannung. Andererseits lassen sich damit Kräfte im kN-Bereich erzeugen. Wegen der kleinen Hubräume der Dosierpumpe reicht der Weg aber aus, wenn die Kolbenflächen entsprechend vergrößert werden.

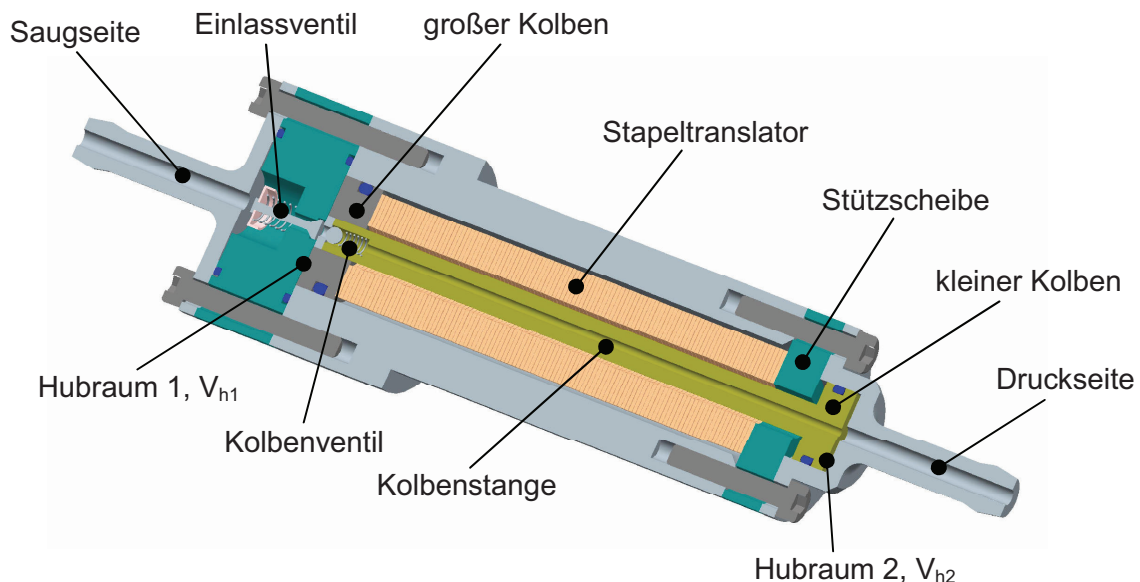


Abbildung 5-1 Piezodosierpumpe

Der große Vorteil des Piezoantriebes liegt in seiner zur angelegten elektrischen Spannung proportionalen Längenänderung. Damit kann die Kolbenbewegung bzw. der Kolbenweg zeitabhängig gesteuert werden. Bei der magnetisch betriebenen Dosierpumpe ist dies während des federgetriebenen Rückhubes nicht möglich. Die Vor- und Rückhübe werden mit dem Piezoantrieb so ausgeführt, dass sich eine gleichmäßige Förderung mit geringer

Volumenstrompulsation und damit geringer Druckpulsation einstellt. Nachteilig ist die aufwendigere Ansteuerung des Piezostapeltranslators mit 1000 V Spitzenspannung.

5.2 Aufbau der Piezodosierpumpe

Der Aufbau der Dosierpumpe mit piezoelektrischem Stapeltranslator ist in Abbildung 5-1 dargestellt. Als Aktor dient der P-010.40H von [6], der in Kapitel 5.4 beschrieben ist. Die Abmessungen des Aktors legen den erforderlichen Bauraum für den Aktor selbst und damit auch die Hauptabmessungen der Dosierpumpe fest. Der so genannte Ringpiezoaktor ist innen per Ultraschall vom Hersteller hohlgebohrt. Dadurch wird eine Förderung des Mediums durch den Translator hindurch möglich, wodurch sich der Aufbau der Dosierpumpe vereinfacht, da sich der Aktor zwischen den beiden Hubräumen anordnen lässt. Auf der rechten Seite ist der Aktor mit der Stützscheibe und auf der linken Seite mit dem großen Kolben jeweils über eine Klebverbindung verbunden. Der große Kolben wirkt im Hubraum 1 mit V_{h1} . Der kleinere Kolben, der über die Kolbenstange mit dem großen Kolben verbunden ist, wirkt im Hubraum 2 mit V_{h2} . Die Stützscheibe leitet über die Verschraubung mit dem Gehäuse die entstehenden Reaktionskräfte auf das Gehäuse weiter. Der Aktor vergrößert seine Länge nach dem Anlegen der Betriebsspannung, wodurch ein Hub in Richtung Saugseite erfolgt. Der Rückhub in Richtung der Druckseite erfolgt bei dieser Pumpe nicht, wie bei der magnetisch betätigten Kolbenpumpe, durch eine vorgespannte Feder, sondern durch eine Reduzierung der angelegten Spannung, worauf sich der Piezotranslator wieder verkürzt und damit den Rückhub erzeugt. Dies wird durch den Piezotranslator ermöglicht, da dieser auch beschränkt Zugkräfte aufnehmen bzw. erzeugen kann. Damit die Piezokeramik nicht mit dem Fördermedium in Verbindung kommt, wird dieses durch die Kolbenstange hindurch geführt. Dies ist auch der Hauptgrund, warum auf eine mechanische Übersetzung, also die Vergrößerung des Hubes, verzichtet wird. Durch die in den Kolben eingebauten O-Ringe bzw. hermetisch dichten Membranen ist der Translator vom Fördermedium abgetrennt, was sich konstruktiv in Verbindung mit einer integrierten Wegübersetzung nicht einfach realisieren lässt. Die Kolbenstange überträgt noch die Zug- bzw. Druckkräfte vom großen auf den kleinen Kolben. Die drei Komponenten, großer Kolben, kleiner Kolben und Kolbenstange, bilden bei dieser Dosierpumpe den Stufenkolben, wodurch mit diesem Antriebskonzept das Doppelhubverhalten erzielt wird. Die Förderung des Mediums erfolgt in Analogie zur magnetisch betriebenen Variante. Für die Förderung stehen die Steuerorgane wiederum im Vordergrund. Hierbei handelt es sich um zwei druckgesteuerte federbelastete Sitzventile, siehe Abbildung 5-2.

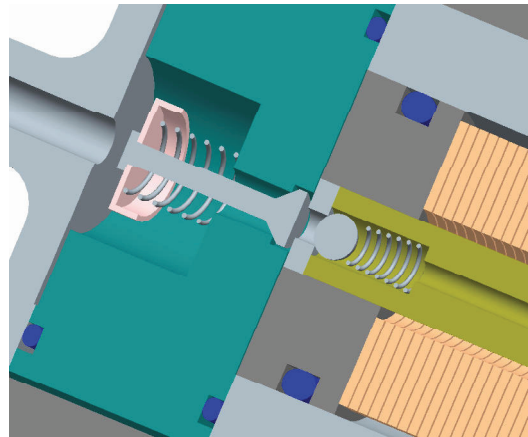


Abbildung 5-2 Ventile

Das Einlassventil ist ein federbelastetes Rückschlagventil, welches sich druckgesteuert in Förderrichtung beim Überschreiten eines definierten Differenzdrucks am Dichtkegel öffnet. Das nicht mechanisch geführte Ventil zentriert sich selbsttätig im Ventilsitz, in dem die Druckfeder über den Federteller den Ventilkegel in den Sitz zieht. Die Verwendung des Ventils mit Druckfeder hat den Vorteil, dass sich der erforderliche Bauraum für die Druckfeder nicht nachteilig auf den Fördervorgang auswirkt, da der Bauraum nicht innerhalb des Arbeitsraums liegt, sondern davor und damit kein zusätzlicher Schadraum V_s entsteht, der das Ansaugverhalten der Dosierpumpe negativ beeinflusst. Diese Ventilbauart hat im Vergleich zum Plattenventil, welches bei der magnetisch betriebenen Dosierpumpe eingebaut ist, auch den Vorteil, dass es durch die Vorspannung besser abdichtet und sich ein geringerer Schadraum V_s erzielen lässt. Es besitzt aber auf Grund der höheren Masse eine deutlich niedrigere Eigenfrequenz, was zur Reduzierung der maximalen Förderfrequenz führt. Durch die Vorspannung des Ventils ist auch der erforderliche Differenzdruck zum Öffnen des Ventils größer als beim Plattenventil und damit die Abdichtung im geschlossenen Zustand besser. Die bessere Abdichtung ist ausschlaggebend für die Verwendung dieser Ventilbauart.

Das Kolbenventil ist vom Aufbau her unverändert von der elektromagnetischen Dosierpumpe übernommen worden. Da der Kolben nicht mehr magnetischer Anker ist, kann das Ventil näher zum Hubraum V_{h1} hin angeordnet werden, wodurch ein geringerer Schadraum V_s erzielt wird. Der Dichtkörper ist eine Kugel, die durch die Feder in den Ventilsitz gedrückt wird. Das Ventil öffnet bei einem definierten Differenzdruck am Ventil in Förderrichtung.

Die Kolben sind mit der Kolbenstange fest verbunden, wodurch die Kraft bzw. der Weg des Aktors auch auf den kleinen Kolben übertragen wird. Durch den stark verringerten Hub kann hier die Abdichtung zwischen Kolben und Zylinder jeweils durch einen sehr kleinen Ringspalt zwischen Kolben und Zylinder erfolgen. Für eine statische Abdichtung ist zusätzlich jeweils ein O-Ring pro Kolben vorgesehen. Die Relativbewegung zwischen Kolben und Zylinder wird auf Grund des geringen Hubes durch die elastischen O-Ringe ohne Verschiebung komplett aufgenommen. Eine Bewegung der O-Ringe auf der Zylinderoberfläche wird damit ausgeschlossen. Die Bewegungsfrequenz liegt zudem in einem Frequenzbereich, bei dem nicht mit einer inneren Zerstörung der O-Ringe zu rechnen ist. Als Alternative bietet sich eine hermetisch dichte Elastomer- oder Metallmembran an. Die vorerst verwendeten O-Ringe bestehen aus NBR. Dieser Kautschukwerkstoff eignet sich nach [Krumeich], [Schmitt] durch seine Beständigkeit gegenüber Kraftstoffen und seinem Einsatztemperaturbereich von -40 °C bis $+100\text{ °C}$. Im Allgemeinen zeigt sich bei verschiedenen Kraftstoffen auch ein unterschiedliches Quellverhalten, d.h. das Volumen der Dichtungselemente nimmt bei Kontakt mit den Kraftstoffen unterschiedlich zu. Das Quellen ist bei dieser Anwendung als nicht kritisch anzusehen. Die Dichtungselemente entquellen auch wieder, wenn sie dem Kraftstoff nicht mehr ausgesetzt sind. Bei Benzin besteht neben dem verstärkten Quellen die Gefahr, dass nach dem Verdunsten des Mediums neben dem Schrumpfen auch ein Verhärten

eintritt. Es ist demnach ratsam, bei einem längerfristigen Einsatz der Dosierpumpe die Werkstoffauswahl der Dichtungen dem zu fördernden Medium anzupassen.

Im Vergleich zur magnetisch betriebenen Dosierpumpe ist die mit dem Piezostapeltranslator betriebene Pumpe deutlich einfacher aufgebaut. Dies ergibt sich zum einen durch den Wegfall des magnetischen Kreises und der Kolbenfeder. Zum anderen kann die Abdichtung des Kolbens weniger aufwendig realisiert werden.

5.2.1 Geometrische Auslegung

Nachfolgend wird die geometrische Auslegung der Piezodosierpumpe beschrieben. Die hydraulischen Kennwerte der elektromagnetisch angetriebenen Dosierpumpe sollen auch bei dieser Dosierpumpe erreicht werden. Der Fördervolumenstrom Q beträgt weiterhin 630 ml/h und die Förderfrequenz $f_{\text{förd}}$ 50 Hz. Der sich daraus ergebende größere Hubraum V_{h1} beträgt nach (4-1) wieder 7 mm³ und der kleinere Hubraum V_{h2} nach (4-2) 3,5 mm³. Bei dieser Dosierpumpe ist der Hub s die vorgegebene Größe, mit der die Kolbendurchmesser D_{K1} und D_{K2} zu berechnen sind. Für den Hub s wird ein Wert von 50 µm gewählt, der innerhalb des vom Hersteller des Piezotranslators angegebenen Wegbereichs liegt. Die Kolbendurchmesser errechnen sich damit wie folgt:

$$D_{K1} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{h1}}{\pi \cdot s}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7 \text{ mm}^3}{\pi \cdot 0,05 \text{ mm}}} = 13,35 \text{ mm} \quad (5-1)$$

Wegen des festen Außendurchmessers für den im Zylinder liegenden Stapeltranslator wurde D_{K1} mit 14 mm gewählt. Damit ändert sich der Hubraum V_{h1} . Unter der Zielstellung, dass das Flächenverhältnis der Kolben nahe bei 2:1 liegen soll, errechnet sich D_{K2} nach:

$$D_{K2} = \sqrt{\frac{2 \cdot V_{h1}}{\pi \cdot s}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot D_{K1}^2 \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot s}} = \sqrt{0,5 \cdot D_{K1}^2} = \sqrt{0,5 \cdot (14 \text{ mm})^2} = 9,9 \text{ mm} \quad (5-2)$$

Durch die Berechnungen wurden die geometrischen Größen bestimmt. Sie sind in der Tabelle 4 aufgelistet.

Tabelle 4 Geometrische Größen

	Durchmesser [mm]	Fläche [mm ²]	Hubraum [mm ³]
großer Kolben	14	153,94	7,70
kleiner Kolben	9,9	76,98	3,85
		Hubraumverhältnis:	2

Durch den Verzicht auf spezielle Stangendichtungen sind die Kolbendurchmesser nicht mehr an die individuellen Abmessungen dieser Dichtelemente gebunden. Bei den O-Ringen gibt es eine deutlich größere Auswahl bei den Durchmessern. Damit ist das ideale Flächen- bzw. Hubverhältnis von 2:1 erreichbar.

Das Verbindungselement zwischen dem großen und dem kleinen Kolben ist die Kolbenstange. Das Kolbenventil ist in die Kolbenstange integriert, siehe Abbildung 5-2.

Unter Berücksichtigung des durch den Stapeltranslator vorgegebenen Bauraums und der auftretenden Kräfte wird ein Rohr mit einem Außendurchmesser von 4 mm und einem Innendurchmesser von 1 mm gewählt.

Durch die Wahl des großen Kolbendurchmessers D_{K1} mit 14 mm ist der Hubraum V_{h1} bei einem Hub s von 50 μm um 0,7 mm^3 größer als der theoretisch erforderliche. Unter der Bedingung, dass der Fördervolumenstrom $Q = 630 \text{ ml/h}$ betragen soll, muss entweder die Förderfrequenz $f_{\text{förd}}$ bei einem Hub s von 50 μm auf ca. 45 Hz reduziert werden oder der Hub s wird über die angelegte Spannung auf 45 μm reduziert, wobei dann die Förderfrequenz $f_{\text{förd}} = 50 \text{ Hz}$ beibehalten wird.

5.3 Verstärker

Für den Antrieb des Piezostapeltranslators wird ein Hochspannungspiezoverstärker verwendet. Hierbei handelt es sich um den Typ E-507.00, der ebenfalls aus dem Programm von [6] ist. Der Verstärker wird in das Trägersystem E-500 integriert, welches diesen mit den erforderlichen Betriebsspannungen versorgt und einen direkten Anschluss an eine herkömmliche 230 V Steckdose ermöglicht. Das E-507.00 Modul ist mit einem rauscharmen Hochleistungsverstärker für Hochvoltpiezoaktoren ausgestattet und gibt eine Ausgangsspannung von -3 bis -1100 V ab. Dabei kann ein maximaler Umladestrom von 50 mA ($t < 5 \text{ ms}$) bzw. ein Dauerstrom von 12 mA erreicht werden. Die Ausgangsspannung wird von einem analogen Eingangssignal gesteuert. Das Eingangssignal kann von einem Funktionsgenerator oder einer D-A-Wandlerkarte bereitgestellt und über eine BNC-Frontbuchse am Verstärker eingespeist werden. Die Eingangssteuerspannung liegt in einem Bereich von 0 bis 11 V. Der Verstärkungsfaktor ist 100 und wird mit einer Toleranz von $\pm 1\%$ eingehalten. Die Ausgangsspannung wird über ein Hochspannungs-koaxialkabel am Piezostapeltranslator angelegt. Zum Schutz des Verstärkers ist dieser mit einer Kurzschlussabsicherung am Leistungsausgang ausgerüstet.

5.4 Der Stapeltranslator

In diesem Kapitel wird der zur Erzeugung der Kolbenbewegung genutzte Piezostapeltranslator beschrieben. Es werden die technischen Daten und Messungen am Aktor dargestellt.

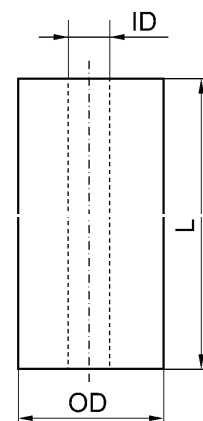
5.4.1 Beschreibung des Stapeltranslators P-010.40H

Bei dem verwendeten Stapeltranslator handelt es sich um einen PICA-Thru Ringpiezoaktor vom Typ P-010.40H von [6]. Die Kennwerte stehen in Tabelle 5. Er kombiniert die hohe Belastbarkeit der Stapelbauweise mit dem freien inneren Durchgang von Piezorohren. Bei der Stapelbauweise werden mehrere piezokeramische Scheiben übereinander gestapelt. Die Scheiben haben eine Dicke von 0,5 mm und einen Außendurchmesser von 10 mm und sind zunächst ohne die innere Bohrung. Für die spätere elektrische Kontaktierung der Scheiben, wird jede Scheibe beidseitig mit metallischem Elektrodenmaterial beschichtet. Die einzelnen Scheiben werden in

entsprechender Anzahl übereinander gestapelt und mit leitendem Epoxyd-Kleber zum Stapeltranslator miteinander verklebt. Die beiden Endstücke für die Einleitung der mechanischen Kräfte in den Aktor sind keine aktiven Piezokeramiken, sondern aus einer speziellen Industriekeramik gefertigt. Für die elektrische Kontaktierung des Aktors werden zwei Drahtbrücken am Außendurchmesser angebracht. Die eine Drahtbrücke verbindet die positiven Elektroden und die andere die negativen Elektroden. Jede piezokeramische Scheibe ist als Ersatzschaltung eine Kapazität. Die einzelnen Scheiben werden parallel geschaltet, damit jede Scheibe für eine gute Wegumsetzung mit der angelegten Betriebsspannung versorgt wird. Durch die einzelnen dünnen Scheiben kann die Betriebsspannung für den Translator auf 1000 V beschränkt werden. Bei einer Parallelschaltung addieren sich die Einzelkapazitäten zur Gesamtkapazität. Mit zunehmender Gesamtkapazität steigt aber auch die Leistungsaufnahme bei sonst gleicher Dynamik des Aktors. Positiv auf die Leistungsaufnahme wirkt sich das nach der Herstellung des Aktors per Ultraschallbohren gefertigte Durchgangsloch in der Mitte aus. Durch die Bohrung reduziert sich die elektrische Kapazität und sorgt so für einen geringeren Leistungsbedarf.

Tabelle 5 Daten des Stapeltranslators P-010.40 H

Durchmesser OD [mm]	10
Durchmesser ID [mm]	5
Länge L [mm]	52 ± 0,5
Stellweg [µm]	60 -0,6/+1,2
Blockierkraft [N]	1800
Steifigkeit [N/µm]	31
Kapazität [nF]	170



Nach dem Anlegen einer Spannung an den Aktor dehnt sich jede Scheibe in ihrer Höhe aus. Der Gesamtweg des Aktors entspricht der Summe der einzelnen Dickenänderungen der Scheiben. Im Verhältnis zur maximalen magnetischen Kolbenkraft F_{magn} von ca. 55 N ist die maximale Druckkraft $F_{\text{piezo_druck}} = 1800 \text{ N}$ um den Faktor 32 größer. Der Hersteller des Aktors lässt eine maximale Zugkraft $F_{\text{piezo_zug}}$ von 10% der Blockierkraft zu, dies entspricht einem Wert von 180 N. Diese Kraft ersetzt bei der Dosierpumpe die Federkraft, d.h. sie bewirkt den Rückhub. Die oben genannten Maximalkräfte begrenzen die theoretisch erreichbaren Drücke im großen und kleinen Hubraum der Dosierpumpe, siehe Kapitel 5.6.1.

5.4.2 Messungen am Stapeltranslator

Der am Pumpengehäuse einseitig abgestützte Stapeltranslator überträgt seine Längenänderung auf den axial beweglichen Stufenkolben der Dosierpumpe und erzeugt den Hub s . Die Hubbewegung hat einen entscheidenden Einfluss auf die Fördercharakteristik der Dosierpumpe. Wegen der Abhängigkeit der Längenänderung des

Stapeltranslators von der angelegten elektrischen Spannung lässt sich die Hubbewegung sehr gut steuern. Das spannungsabhängige Verhalten des Stapeltranslators wurde durch verschiedene Messungen erfasst. Mittels Laservibrometer wurde die Geschwindigkeit der Längenänderung bestimmt. Dazu wird der Piezostapeltranslator einseitig fest eingespannt bzw. mit einem Träger verklebt. Das freie und bewegliche Ende wird mit dem Laservibrometer erfasst, siehe Abbildung 5-3.

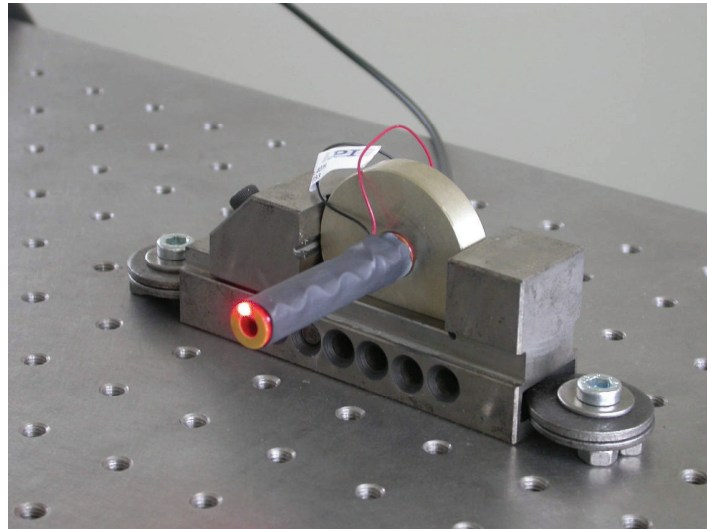


Abbildung 5-3 Piezostapeltranslator bei Geschwindigkeitsmessung

Die Messdaten werden in einem PC mit Messkarte gespeichert. Die Auslenkung des Piezostapeltranslators wurde durch die Integration der gemessenen Geschwindigkeit bestimmt. Neben der Geschwindigkeit wurde auch das Verstärkereingangssignal aufgezeichnet, was eine Aussage über das zeitliche Verhalten des Piezostapeltranslators erlaubt.

Die Ansteuerung erfolgt alternativ mit einem Rechteck-, Dreieck- oder Sinussignal. Die Amplitude des Verstärkereingangssignals beträgt 8,5 V, was einer Verstärkerausgangsspannung von 850 V und einer gemessenen Auslenkung des Piezostapeltranslators von 50 μm entspricht. Die Frequenz wurde mit 25 Hz so gewählt, dass sie der Betriebsfrequenz der Dosierpumpe entspricht.

In Abbildung 5-4 ist die Geschwindigkeit bei einer Ansteuerung mit einem Rechtecksignal dargestellt. Der Geschwindigkeitsverlauf zeigt eine abhängige Schwingung als Antwort auf eine unstetige Änderung des Eingangssignals. Das Rechtecksignal erzeugt im Verlauf der Geschwindigkeit während einer Periodenlänge des Eingangssignals vier Schwingungen. Die erste tritt zu Beginn und die zweite am Ende der positiven Flanke des Eingangssignals auf. Die dritte und vierte Schwingung tritt zu Beginn und zum Ende der sich anschließenden negativen Flanke des Eingangssignals auf. Das Rechtecksignal ist für die Förderung unvorteilhaft. Die hohen Beschleunigungen des Kolbens bewirken hohe Geschwindigkeitsänderungen, die wiederum hohe Volumenstromänderungen hervorrufen. Das Ergebnis sind starke Druck- und Volumenstrompulsationen. Zwischen den Signalfanken verharrt der Kolben in den Endlagen, d.h. die Förderung wird unterbrochen.

Insgesamt entspricht dann das Förderverhalten dem der elektromagnetisch betriebenen Dosierpumpe, d.h. der Piezostapeltranslator hätte keine Vorteile.

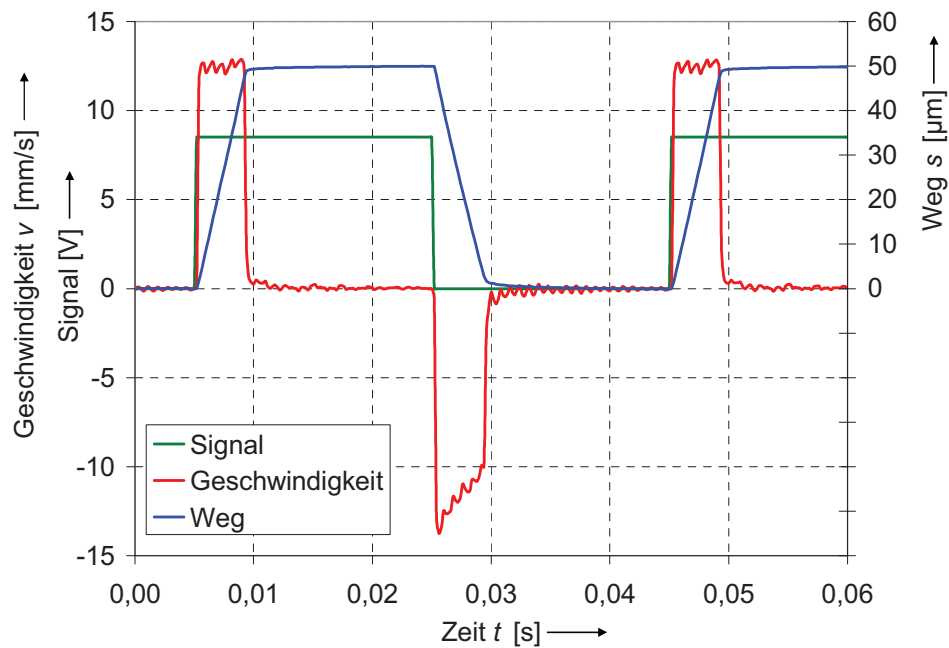


Abbildung 5-4 25 Hz Rechtecksignal (Messung)

Als nächstes Eingangssignal wird das Dreiecksignal betrachtet, siehe Abbildung 5-5. Das Signal besitzt keine Sprungstellen, wodurch sich im Vergleich zum Rechtecksignal geringere Geschwindigkeitsänderungen ergeben. Entsprechend geringer fällt auch das Nachschwingverhalten des Piezostapeltranslators aus. Die Schwingstellen reduzieren sich auf zwei je Periode der Eingangsfunktion. Die erste tritt im Umkehrpunkt zwischen dem positiven und negativen Anstieg der Eingangsfunktion auf. Die zweite schließt sich im Umkehrpunkt zwischen dem negativen und positiven Anstieg an.

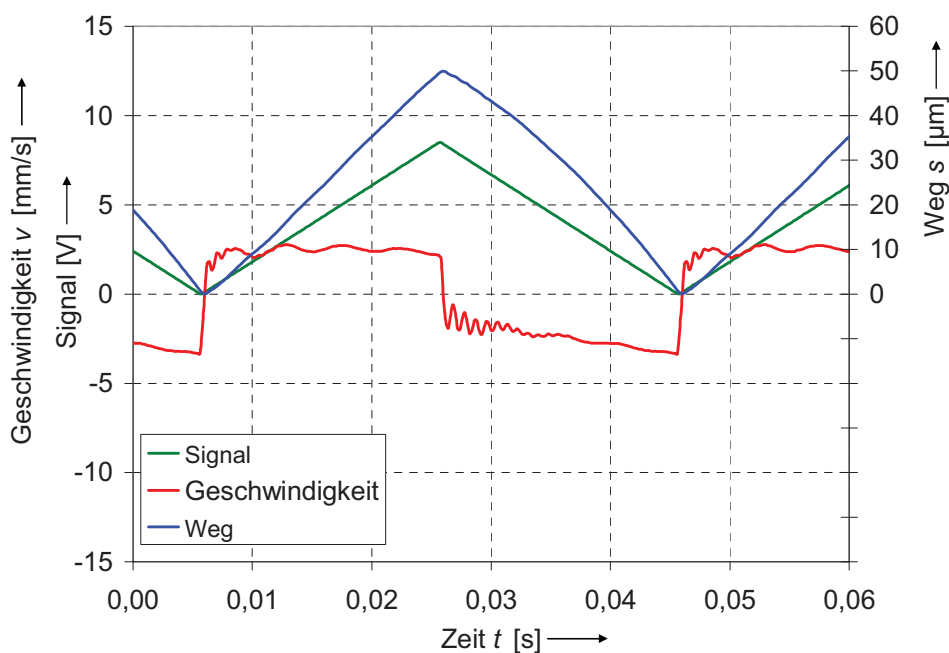


Abbildung 5-5 25 Hz Dreiecksignal (Messung)

Die Schwingungsamplituden sind ähnlich groß. Die Zeitspanne zwischen den Schwingstellen ist groß genug für ein gutes Ausschwingverhalten. Der vom Piezostapeltranslator zurückgelegte Weg folgt leicht verzögert dem Eingangssignal. Bei der negativen Flanke ist im Wegverlauf eine Nichtlinearität zu erkennen, die mit dem Hystereseverhalten eines ungeregelt angesteuerten Piezoaktors zusammenhängt. Das Dreieckssignal ist vorteilhaft für die Ansteuerung der Dosierpumpe, weil die Geschwindigkeit und damit der geförderte Volumenstrom zwischen den Endlagen nahezu konstant sind. Nachteilig sind die dafür erforderlichen hohen Beschleunigungen in den Umkehrpunkten. Im Vergleich zum Rechtecksignal führen die kleineren Geschwindigkeitsänderungen und die damit reduzierten Beschleunigungen zur Verringerung der sprunghaften Änderungen im abgegebenen Volumenstrom und tragen damit zu einer geringeren Druckpulsation bei. Der Stufenkolben verweilt in keiner Endlage. Es erfolgt eine kontinuierlichere Förderung während eines Arbeitsspiels der Dosierpumpe.

Als drittes Eingangssignal wurde ein Sinussignal verwendet, siehe Abbildung 5-6. Dieses Signal zeichnet sich durch einen harmonischen Geschwindigkeitsverlauf aus. Die Ableitung des Geschwindigkeitssignals ergibt die Beschleunigung, die wiederum harmonisch ist. Dies bedeutet, dass der Kolben vor und nach den Endlagen stetig verzögert bzw. beschleunigt wird. Ein Überschwingverhalten ist nicht zu erkennen. Die erzeugte Bewegung ist der eines klassischen Kurbeltriebs ähnlich, siehe 2.2.1. Durch die sprungfreie Beschleunigung stellt das Sinussignal auch die geringsten Anforderungen an den Piezohochspannungsverstärker durch die kleinsten Umladeströme im Verhältnis zu den anderen beiden Ansteuerungssignalen.

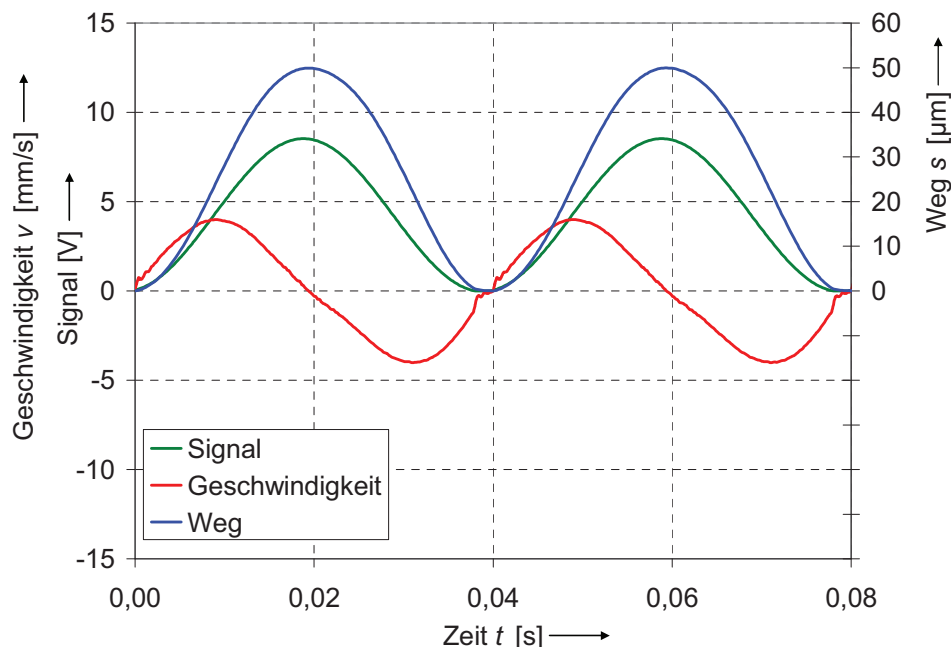


Abbildung 5-6 25 Hz Sinussignal (Messung)

Das Sinussignal wurde auf Grund der genannten Vorteile für die Ansteuerung der Piezodosierpumpe bei den meisten Versuchen verwendet.

5.5 Eigenfrequenzen

Die Ansteuerung der Dosierpumpe mit einem sich periodisch wiederholenden Signal führt neben der gewünschten Kolbenbewegung auch zu einer Anregung der sich bewegenden Teile. Dies gilt direkt für den piezoelektrischen Stapeltranslator in Verbindung mit der Kolbenbaugruppe, bestehend aus dem großen Kolben, kleinen Kolben und der Kolbenstange, siehe Abbildung 5-1. Indirekt werden durch das geförderte Fluid das Einlassventil und das Kolbenventil angeregt, siehe auch Abbildung 5-2. Für eine exakte fluidische Funktion der Dosierpumpe ist es wichtig, dass an diesen Stellen keine Resonanzerscheinungen auftreten. So entstehende unkontrollierte Bewegungen können zu Störungen bei der Förderung führen. Dies gilt besonders bei den Ventilen, die dann nicht mehr ordentlich schließen bzw. öffnen.

Die Abbildung 5-7 zeigt die ermittelten Eigenfrequenzen f_0 der relevanten Pumpenbauteile. Das Schwingungsverhalten der einzelnen Komponenten wird nachfolgend, beginnend beim piezoelektrischen Aktor, untersucht. Durch die Kombination mit der Kolbenbaugruppe ergibt sich die für den Antrieb geltende Eigenfrequenz. Anschließend werden die Eigenfrequenzen der beiden Ventile näherungsweise berechnet.

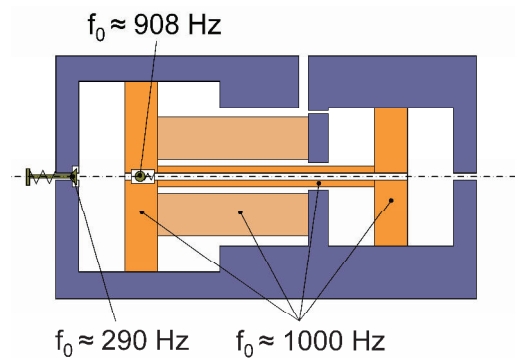


Abbildung 5-7 Eigenfrequenzen

5.5.1 Eigenfrequenz des Antriebs

In Analogie zum Piezostapeltranslator wird die Bewegung der angetriebenen Kolbenbaugruppe mittels des Laservibrometers gemessen, siehe Abbildung 5-8.

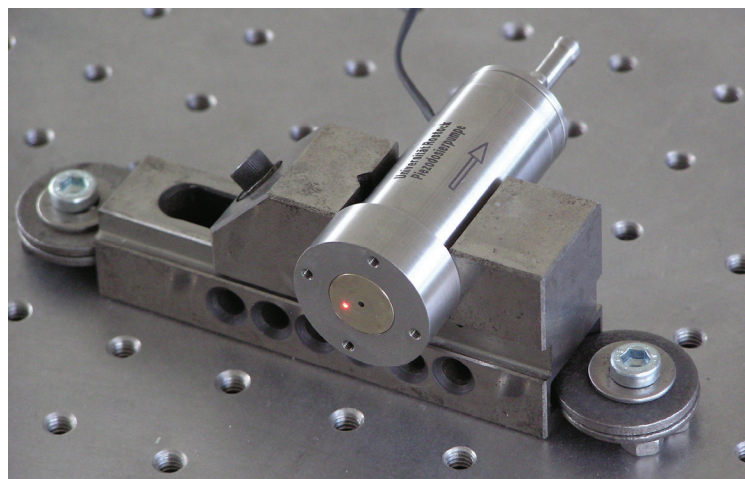


Abbildung 5-8 Messung der Kolbengeschwindigkeit

Der saugseitige Teil der Dosierpumpe wird dafür demontiert, wodurch der große Kolben frei liegt. Das Laservibrometer wird auf den Kolben ausgerichtet und der Piezostapeltranslator mit einem Rechtecksignal angesteuert. Die Ergebnisse der Messungen zeigt die Abbildung 5-9. Der rote Graph zeigt den Geschwindigkeitsverlauf

des unbelasteten Piezostapeltranslators auf die sprunghafte Eingangssignaländerung, siehe auch Abbildung 5-4.

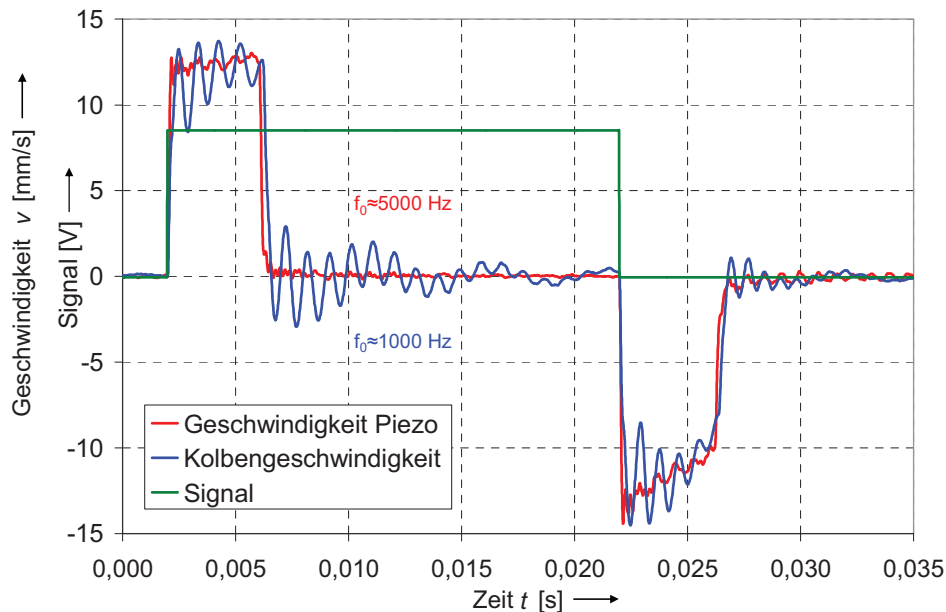


Abbildung 5-9 Gemessene Sprungantwort vom Piezoaktor und Kolbenantrieb

Hierbei beträgt die Eigenfrequenz in Verbindung mit dem verwendeten Hochspannungsverstärker rund 5 kHz. Die Schwingungsamplituden sind gering ausgeprägt. Dieses Verhalten ändert sich bei der Kombination desselben Aktors mit der Kolbenbaugruppe, siehe Abbildung 5-9 blauer Graph. Durch die zusätzliche Masse der Kolbenbaugruppe vergrößert sich die Schwingungsamplitude deutlich und die Eigenfrequenz reduziert sich auf ca. 1 kHz. Der mittlere Geschwindigkeitsverlauf entspricht dennoch dem des unbelasteten Piezostapeltranslators. Im Vergleich zur angestrebten Arbeitsfrequenz der Piezodosierpumpe von 25 Hz ist die Eigenfrequenz des Kolbenantriebs um den Faktor 40 größer. Demzufolge lässt sich der Einfluss der Eigenfrequenz auf das Förderverhalten der Pumpe als gering einstufen.

5.5.2 Eigenfrequenzen der Ventile

Bei den beiden verwendeten Ventilen soll zur Abschätzung der Eigenfrequenzen eine vereinfachte Berechnung angewendet werden. Es handelt sich hierbei jeweils um ein Masse-Feder-System. Die Vereinfachung besteht darin, dass zum einen Reibkräfte und zum anderen der Einfluss des strömenden Fluids vernachlässigt werden und damit keine Strömungs- und Dämpfungskräfte auftreten. Für ein solches Masse-Feder-System wird die Eigenfrequenz f_0 in Hz nach folgender Formel berechnet:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{c}{m_{\text{Ventil}}}} \quad (5-3)$$

Die Kennwerte und die berechneten Eigenfrequenzen f_0 der beiden Ventile sind der Tabelle 6 zu entnehmen. Durch die erhöhte Ventilmasse und die geringere Federsteifigkeit ist die Eigenfrequenz f_0 des Einlassventils um circa ein Drittel kleiner als die des

Kolbenventils. Dieser Unterschied ist beabsichtigt, damit ein gegenseitiger Einfluss der Ventile durch die bestehende Flüssigkeitskopplung vermieden wird.

Tabelle 6 Eigenfrequenzen

	Einlassventil	Kolbenventil
Ventilkörpermasse m_{Ventil} [kg]	6×10^{-5}	$9,21 \times 10^{-6}$
Federsteifigkeit c [N/m]	200	300
Eigenfrequenz f_0 [Hz]	290	908

Bei der angestrebten Förderung des Fluids mit einer Frequenz $f_{förd} = 50$ Hz werden die Ventile durch die Doppelhubcharakteristik auch nur mit 25 Hz angeregt. Entsprechend groß sind die Unterschiede zu den jeweiligen Eigenfrequenzen f_0 der beiden Ventile. So ist die Eigenfrequenz f_0 des Einlassventils um den Faktor 11,6 und die des Kolbenventils um den Faktor 36,3 größer. Die Größenunterschiede bestätigen, dass die Eigenfrequenzen f_0 auf die Förderung der Dosierpumpe keinen Einfluss haben sollten.

5.6 Die Piezodosierpumpe

Das folgende Kapitel beschreibt die fluidischen Eigenschaften des Funktionsmusters der Piezodosierpumpe, siehe Abbildung 5-10. Zu Beginn wird das Förderdruckverhalten rechnerisch hergeleitet. Es wird der theoretisch maximale Förderdruck p_{max} bestimmt, der sich aus der bereitgestellten Kraft des Piezostapeltranslators für den Vor- und Rückhub des Kolbens und den jeweiligen Druckkräften an den Kolbenflächen ergibt.



Abbildung 5-10 Funktionsmuster Piezodosierpumpe

Neben dem Förderdruckverhalten ist das Ansaugverhalten ausschlaggebend für den Einsatz der Dosierpumpe. Der minimale Ansaugdruck p_{ss} auf der Ansaugseite wird für den Fall der unbefüllten Dosierpumpe hergeleitet.

Die Eigenschaften und Vorteile des Kegelsitzventils gegenüber dem vorher verwendeten Plattenventil werden ebenfalls in diesem Kapitel behandelt.

Abschließend wird die Dosierpumpe durch Messreihen hinsichtlich ihrer Förderungseigenschaften charakterisiert.

5.6.1 Förderdruckverhalten

Für das Druckverhalten der Piezodosierpumpe ist die wirkende Kraft an den beiden Kolben ausschlaggebend, siehe Abbildung 5-11. Für eine Abschätzung des maximal zu erreichenden Drucks müssen die beiden wirkenden Kolben getrennt betrachtet werden.

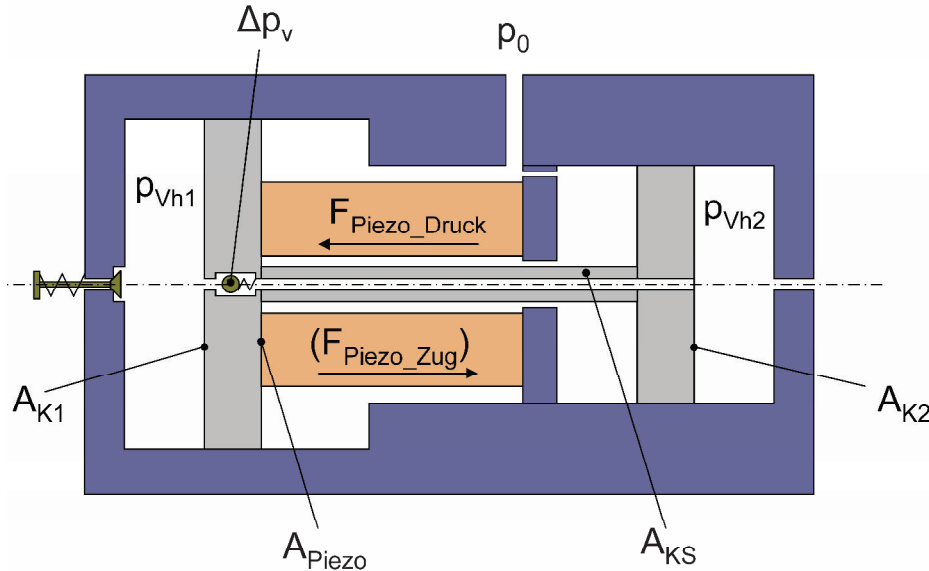


Abbildung 5-11 Pumpenschema

Dies liegt zum einen an den unterschiedlichen Kräften des Piezostapeltranslators beim Vor- bzw. Rückhub. Laut Datenblatt steht für den Vorhub eine Kraft F_{Piezo_Druck} von 1800 N und für den Rückhub eine Kraft F_{Piezo_Zug} von 180 N zur Verfügung. Zum anderen sind die beiden Kolben im Durchmesser und damit von der Fläche her unterschiedlich. Durch die unterschiedlichen Kräfte und Kolbenquerschnitte ergeben sich für jeden Hubraum unterschiedliche maximal mögliche Druckniveaus. Welcher Arbeitsraum den erreichbaren Druck begrenzt, wird nachfolgend bestimmt.

Unter der Annahme, dass das Fördermedium inkompressibel ist, die Wandungen, insbesondere die Dichtungen starr sind und keine Leckage an den Dichtungen und Ventilen auftreten, kann der Druck für den größeren Hubraum V_{h1} bei der Vorbewegung des Stufenkolbens wie folgt berechnet werden:

Kräftegleichgewicht am Kolben:

$F \rightarrow$:

$$0 = F_{Piezo_Druck} + p_{Vh2} \cdot A_{K2} - p_{Vh1} \cdot A_{K1} + p_0 \cdot (A_{K1} - A_{KS} - A_{Piezo}) - p_0 \cdot (A_{K2} - A_{KS})$$

$$0 = F_{Piezo_Druck} + p_{Vh2} \cdot A_{K2} - p_{Vh1} \cdot A_{K1} + p_0 \cdot (A_{K1} - A_{Piezo} - A_{K2}) \quad (5-4)$$

Der Umgebungsdruck p_0 wird bei hydraulischen Betrachtungen im Allgemeinen zu Null gesetzt, da der Druck relativ zum Umgebungsdruck gemessen wird.

$$0 = F_{Piezo_Druck} + p_{Vh2} \cdot A_{K2} - p_{Vh1} \cdot A_{K1} \quad \text{mit } p_0 = 0 \quad (5-5)$$

Bei der Förderung gegen eine Drossel besteht bei der Vorbewegung des Stufenkolbens eine Verbindung der beiden Hubräume V_{h1} und V_{h2} über das geöffnete Kolbenventil. Für die sich einstellenden Drücke gilt:

$$p_{Vh2} = p_{Vh1} - \Delta p_V \quad (5-6)$$

Δp_V entspricht dem Druckabfall über dem Kolbenventil und entspricht einem gemittelten gemessenen Wert von 0,13 bar.

$$0 = F_{Piezo_Druck} + p_{Vh1} \cdot (A_{K2} - A_{K1}) - \Delta p_V \cdot A_{K2} \quad (5-7)$$

$$p_{Vh1} = \frac{\Delta p_V \cdot A_{K2} - F_{Piezo_Druck}}{A_{K2} - A_{K1}} = \frac{0,013 \text{ MPa} \cdot 76,98 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 - 1800 \text{ N}}{76,98 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 - 153,94 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} \quad (5-8)$$

$$p_{Vh1} = 23,38 \text{ MPa} = 233,8 \text{ bar}$$

Der Maximaldruck p_{max_Vh1} im Hubraum V_{h1} beträgt bei der Vorbewegung des Kolbens ca. 234 bar. Dieser Druck stellt sich abzüglich des Druckabfalls Δp_V auch im kleineren Hubraum V_{h2} ein.

Bei der Rückbewegung des Kolbens ist das Kolbenventil geschlossen und das Einlassventil geöffnet. Die durch den Piezostapeltranslator erzeugte Zugkraft F_{Piezo_Zug} beträgt nur 10% der Druckkraft F_{Piezo_Druck} und hat einen Wert von 180 N. Für die Berechnung des Maximaldrucks im kleineren Hubraum V_{h2} wird wieder das Kräftegleichgewicht am Stufenkolben aufgestellt.

$F \leftarrow$:

$$0 = F_{Piezo_Zug} + p_{Vh1} \cdot A_{K1} - p_{Vh2} \cdot A_{K2} + p_0 \cdot (A_{K2} - A_{KS}) - p_0 \cdot (A_{K1} - A_{Piezo} - A_{KS})$$

$$0 = F_{Piezo_Zug} + p_{Vh1} \cdot A_{K1} - p_{Vh2} \cdot A_{K2} \quad \text{mit } p_0 = 0 \quad (5-9)$$

Bei dieser Bewegungsrichtung des Kolbens wird im großen Hubraum V_{h1} ein Unterdruck erzeugt und das zu fördernde Medium über das sich öffnende Einlassventil angesaugt. Der Druck p_{Vh1} kann theoretisch einen maximalen Unterdruck von -1 bar (relativ) annehmen. Dieser Wert wird für die Berechnung verwendet.

$$p_{Vh2} = \frac{F_{Piezo_Zug} + p_{Vh1} \cdot A_{K1}}{A_{K2}} = \frac{180 \text{ N} + (-0,1) \text{ MPa} \cdot 153,94 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2}{76,98 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} \quad (5-10)$$

$$= 2,138 \text{ MPa} = 21,38 \text{ bar}$$

Beim Rückhub des Kolbens verringert sich also der Maximaldruck p_{max_Vh1} im kleinen Hubraum V_{h2} der Piezodosierpumpe wegen der reduzierten Zugkraft des Stapeltranslators auf ca. 21,4 bar.

Neben der begrenzten Zugkraft des Stapeltranslators könnten bei dieser Entwicklungsstufe noch zusätzlich die Klebverbindungen zwischen dem Stapeltranslator und dem Gehäuse bzw. dem Kolben den maximal erreichbaren Förderdruck bei der Rückbewegung limitieren. Für eine Überprüfung dieses Sachverhalts wird die übertragbare Zugkraft der Klebverbindung rechnerisch bestimmt. Die Klebeflächen an beiden Enden des Stapeltranslators sind gleich groß und betragen jeweils ca. 58,9 mm². Vom Kraftfluss her sind die beiden Flächen in Reihe geschaltet, d.h. die Kräfte addieren sich nicht. Der Hersteller des verwendeten Klebers gibt eine maximale Zugfestigkeit von 25 N/mm für die Klebverbindung an. Bezogen auf die jeweilige Fläche entspricht dies einer maximal übertragbaren Zugkraft von 1472,5 N und damit in etwa dem Achtfachen der vom Stapeltranslator erzeugten Zugkraft, d.h. die Klebverbindungen sind ausreichend

dimensioniert. Bei einer Erhöhung der Zugkraft, zum Beispiel durch einen vorgespannten Stapeltranslator, muss dann aber die maximal zulässige Zugkraft der Klebverbindungen beachtet werden. Ein denkbarer Lösungsansatz zur Erhöhung der ertragbaren Zugkraft ist, nicht nur allein den Stapeltranslator vorzuspannen, sondern dies in Kombination mit der Kolbenbaugruppe zu tun, um so die Klebverbindungen zu entlasten.

5.6.2 Ansaugverhalten

Das Ansaugverhalten von Dosierpumpen spielt dann eine Rolle, wenn beim Einsatz ein Höhenunterschied zwischen der Dosierpumpe und dem tiefer liegenden Tank oder Druckverluste in der Zuleitung überwunden werden müssen. Beide Fälle können auch kombiniert in Kraftfahrzeugen auftreten. Insbesondere ist das Verhalten bei einer unbefüllten Saugleitung wichtig. Dieser Zustand tritt mindestens einmal auf und zwar bei der ersten Inbetriebnahme nach der Installation. Die verlegten Leitungen sind nicht befüllt und der Kraftstoff muss von der Dosierpumpe aus dem Tank angesaugt werden, siehe Abbildung 5-12. Hierbei entspricht p_{DS} und

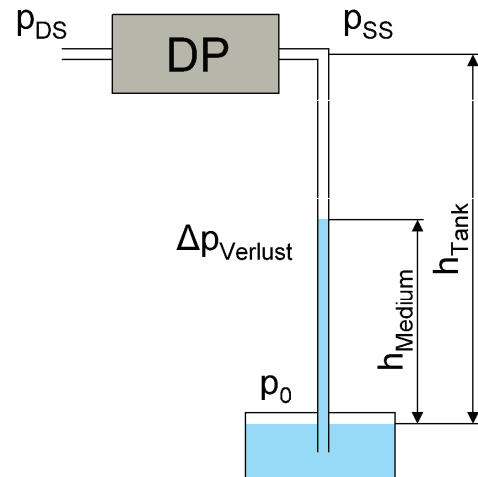


Abbildung 5-12 Druckverluste

p_0 jeweils dem Umgebungsdruck. Das Ansaugen ist umso schwieriger, je tiefer der Tank relativ zur Dosierpumpe liegt und je länger die Zuleitung ist. Der erforderliche Ansaugunterdruck p_{SS} auf der Saugseite der Dosierpumpe muss demnach größer sein als die Summe der entstehenden Drücke aus den Druckverlusten $\Delta p_{Verlust}$ in der Saugleitung und der maximalen Steighöhe, wobei die Steighöhe h_{Medium} dann der Höhendifferenz h_{Tank} zwischen der Dosierpumpe und dem Tank entspricht. Die Druckverluste sind unterschiedlicher Herkunft und summieren sich. Sie können in folgende Arten unterteilt werden:

- Strömungsverluste:

Sie entstehen durch die innere Reibung des Fördermediums beim Durchströmen der Ansaugleitung. Zusätzlich erhöhen eventuell vorhandene Leitungskrümmungen und Querschnittsveränderungen den Widerstand und tragen so zu weiteren Strömungsverlusten bei. Bedingt durch den sehr kleinen Volumenstrom von 630 ml/h und einem Leitungsinwenddurchmesser von 2 mm beträgt die mittlere Strömungsgeschwindigkeit ca. 0,056 m/s. Die strömungsbedingten Druckverluste sind nach der Gleichung (5-11) von der Strömungsgeschwindigkeit abhängig und fallen durch die geringe Strömungsgeschwindigkeit und durch die praktisch begrenzte maximale Leitungslänge von 5 m klein aus.

$$\Delta p_{la \min ar} = \sum_{i=1}^k \frac{\rho \cdot v^2 \cdot \lambda_w \cdot l}{2 \cdot d} + \sum_{i=1}^m \frac{\rho \cdot v^2 \cdot \lambda_i \cdot l}{2 \cdot d} \quad (5-11)$$

Der Widerstandsbeiwert λ_w ist abhängig von der Reynoldszahl Re und der Rohrrauigkeit k . Der Widerstandsbeiwert λ_i berücksichtigt zusätzlich die Geometrie des entsprechenden Leitungsabschnitts und erfasst damit zum Beispiel Krümmer und Querschnittsveränderungen.

- Verluste durch die Beschleunigung des Fördermediums

Durch die periodische Arbeitsweise der Dosierpumpe kommt es zu keiner stationären Förderung, d.h. das zu fördernde massebehaftete Medium wird periodisch beschleunigt und verzögert. Für die Beschleunigung wird eine Kraft benötigt, die sich aus einer von der Pumpe erzeugten Druckdifferenz bezogen auf die Querschnittsfläche der Leitung ergibt.

$$\Delta p_{\text{Beschl}} = \frac{\text{Kraft}}{\text{Fläche}} = \frac{\rho_{\text{Med}} \cdot h_{\text{Medium}} \cdot A_{\text{Leitung}} \cdot a_{\text{Med}}}{A_{\text{Leitung}}} = \rho_{\text{Med}} \cdot h_{\text{Medium}} \cdot a_{\text{Med}} \quad (5-12)$$

Durch den kleinen Hubraum der Dosierpumpe fallen die zeitlich geförderten Teilvolumina klein aus, wodurch auch nur kleine Beschleunigungen in der Saugleitung auftreten. Entsprechend klein sind auch die sich einstellenden Druckverluste.

- Verluste durch die Steighöhe

Die Steighöhe h_{Medium} ist die Höhendifferenz zwischen der Oberkante der angesaugten Flüssigkeitssäule und dem Tankniveau, siehe Abbildung 5-12. Beim Ansaugen wird das Fördermedium durch den herrschenden Unterdruck in der Saugleitung durch den Umgebungsdruck p_0 in die Saugleitung gedrückt. Je höher die Steighöhe ist, umso höher muss auch der erzeugte Unterdruck sein.

$$\Delta p_{\text{Steighöhe}} = \rho \cdot g \cdot h_{\text{Medium}} \quad (5-13)$$

Die Größe des Druckverlustes durch den Höhenunterschied ist linear abhängig von der Dichte ρ des zu fördernden Mediums und von der Steighöhe h_{Medium} . Auf die Summe aller Druckverluste hat die Steighöhe den größten Einfluss.

- Gesamtverluste

Um ein Ansaugen zu gewährleisten, muss die Summe aller Druckverluste kleiner sein als der von der Pumpe erzeugte Unterdruck in der Saugleitung.

$$p_{\text{SS}} < p_0 - \Delta p_{\text{Verlust}} = p_0 - \Delta p_{\text{Steighöhe}} - \Delta p_{\text{Beschl}} - \Delta p_{\text{la min ar}} \quad (5-14)$$

Für einen sicheren Betrieb der Dosierpumpe und eine möglichst große Bandbreite bei der Auslegung der fahrzeugspezifischen Applikationen ist es das Ziel einen möglichst großen Ansaugunterdruck p_{SS} zu erzielen. Diese Aufgabe ist auf Grund der förderungsbedingten kleinen Auslegung des Hubraums V_{h1} der Dosierpumpe nicht einfach zu erfüllen. Die nachfolgende Betrachtung erklärt dies näher.

Generell ist das Verhältnis vom Hubraum V_{h1} zum Schadraum V_s ausschlaggebend für das Ansaugverhalten einer Hubkolbenpumpe. Zur Veranschaulichung dient die Abbildung 5-13. Durch die Vor- und Rückbewegung des Kolbens mit dem Hubweg s ergibt sich das Hubvolumen V_{h1} . Bei der Kolbenstellung im oberen Totpunkt (OT), d.h. der Kolbenweg x ist Null, verbleibt immer noch ein konstruktionsbedingter Raum, der nach [Kütt] als Schadraum V_s bezeichnet wird. Dieser Raum setzt sich aus allen Teilvolumina zusammen, die nicht in der Kolbenstellung OT vom Kolben ausgefüllt werden. Dazu gehören zum Beispiel auch die erforderlichen Bauräume für die Ventile. Das Arbeitsvolumen V setzt sich aus dem Schadraum V_s und dem kolbenwegabhängigen

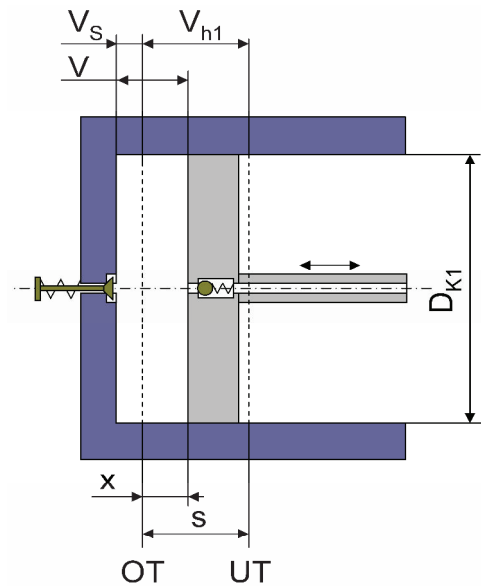


Abbildung 5-13 Schadraum

Hubraum V_{hx} zusammen. Der Arbeitsraum V hat im unteren Totpunkt (UT) sein maximales und im OT sein minimales Volumen. Das Minimum entspricht dem Volumen des Schadraums V_s . Je kleiner dieser Raum ist, desto höher ist der von der Dosierpumpe erreichbare Unterdruck beim Ansaugen im unbefüllten Zustand. Aus technischer Sicht ist es aber nur bedingt möglich diesen Schadraum V_s beliebig zu reduzieren, da unter anderem die Ventile für ihre Funktion und ihren Aufbau einen gewissen Leerraum benötigen.

Für das Kugelventil im Kolben ist eine Eingangsbohrung erforderlich, die durch die Kugel mittels der Federkraft in Sperrrichtung verschlossen wird. Der Durchmesser der Bohrung richtet sich nach dem Durchmesser der Kugel, die wiederum in der Kolbenstange Platz findet. Aus strömungstechnischer Sicht kann der Durchmesser für einen günstigen Strömungswiderstand nicht beliebig klein gemacht werden. Die Länge der Bohrung ist bereits minimal ausgelegt. Durch den herrschenden Druckunterschied zwischen dem kleineren und dem größeren Hubraum bei der Rückbewegung des Kolbens, bei der das Kolbenventil sperrt, entsteht eine nicht unerhebliche Druckkraft auf die Kugel. Der Ventilsitz muss die Gesamtkraft aus der Federkraft und der Druckkraft aufnehmen und an die Kolbenstange weitergeben können. Bedingt durch den gewählten Kugeldurchmesser von 2 mm und die angeführten Randbedingungen wird die Eingangsbohrung für das Kolbenventil mit einem Durchmesser von 1,4 mm und eine Länge von 1 mm ausgelegt.

Zur Verringerung des Schadraums V_s ist das Einlassventil so gestaltet, dass die Feder den Ventilkörper in den Ventilsitz zieht und nicht selbst im Arbeitsraum V liegt, siehe auch Abbildung 5-18. Dennoch ergibt sich ein verbleibender Schadraum V_s . Der Ventilkörper des Einlassventils bewegt sich beim Öffnen, anders als die Kugel des Kolbenventils, in den Arbeitsraum V hinein. Aus diesem Grund muss der Ventilkörper Platz zum Öffnen in den Arbeitsraum V haben. Der Ventilkörper hat einen Abstand von 0,3 mm zum Kolben,

wenn dieser in OT ist. Dies gewährleistet ein ungehindertes Öffnen des Einlassventils. Der zylindrische Raum für den Ventilkörper hat einen Durchmesser von 2,7 mm und eine Tiefe von 1 mm. Dieser Raum wird teilweise vom Ventilkörper selbst ausgefüllt.

Ein dritter Schadraum V_s ergibt sich aus dem restlichen minimalen axialen Abstand zwischen dem Kolben und dem Zylinder, wenn sich der Kolben in OT befindet. Dieser erforderliche Abstand hat zwei Gründe. Erstens dient er als mechanischer Schutz für die Pumpe. Der Kolben soll einen Hub von 0,05 mm haben, der Piezostapeltranslator kann aber durchaus 0,06 mm Weg erzeugen. Um ein unkontrolliertes mechanisches Berühren des Kolbens mit dem Zylinder zu vermeiden, wird ein Abstand von 0,06 mm zwischen dem Kolben im UT und dem Zylinder gewählt. Zweitens ist es von Vorteil, zwischen der Stirnseite des Kolbens und dem Zylinderboden auch im OT einen größeren Spalt zu haben. Bei einem zu kleinen Spalt würde sich der Nachteil ergeben, dass die erforderliche Kraft für den Rückhub zu Beginn durch ein hydraulisches Haften sehr hoch sein muss. Durch den vorhandenen Axialspalt kommt es schneller zu einem Nachfließen des Fördermediums, wodurch sich die erforderliche Kolbenkraft deutlich verringert und sich das zeitliche Verhalten der Dosierpumpe verbessert.

Für die Betrachtung des Schadraums V_s darf die O-Ringnut im Kolben bei der Größe des Hubraums V_{h1} nicht vernachlässigt werden, siehe Abbildung 5-14. Durch den kleinen Spalt zwischen Kolben und Gehäuse wird der Hubraum 1 von der O-Ringnut getrennt. Da es sich hierbei aber um keine vollständige Abdichtung handelt, wird die Nut für diese Betrachtung mit einbezogen. Der O-Ring darf prinzipbedingt nicht die gesamte Nut ausfüllen. Es wird an dieser Stelle die Annahme gemacht, dass der O-Ring durch seine Abdichtung die Nut in zwei gleiche Teile trennt, die nicht vom O-Ring ausgefüllt

sind, siehe Abbildung 5-14 a). Ein Teil liegt im Arbeitsraum V und trägt zum Schadraum V_s bei. Die Nut hat ein Volumen von ca. 85 mm^3 , der O-Ring von ca. 72 mm^3 und das sich ergebende Teilvolumen hat einen Wert von ca. $6,5 \text{ mm}^3$. Bei zunehmendem Druck im Hubraum 1, siehe Abbildung 5-14 b), wird der O-Ring in den rechten Teil der O-Ringnut gepresst. Dieses Verhalten wird unter anderem in [Tietze] beschrieben. Der anteilige Schadraum V_s nimmt also bei steigendem Druck zu. Um die Verschiebung und die eventuelle Beschädigung des O-Rings zu unterbinden, könnte zusätzlich ein Stützring verwendet werden, welcher aber für den zunächst untersuchten Druckbereich entfallen kann. An dieser Stelle zeichnet sich aber bereits eine eingeschränkte Eignung des O-Rings als Dichtelement ab. Eine Abdichtung mittels zweier Metallmembranen kann als Alternative herangezogen werden. Konstruktiv sind diese dann aber so zu gestalten, dass sich die wirksamen Kolbenflächen bei der Hubbewegung nicht ändern. Diesen Anspruch

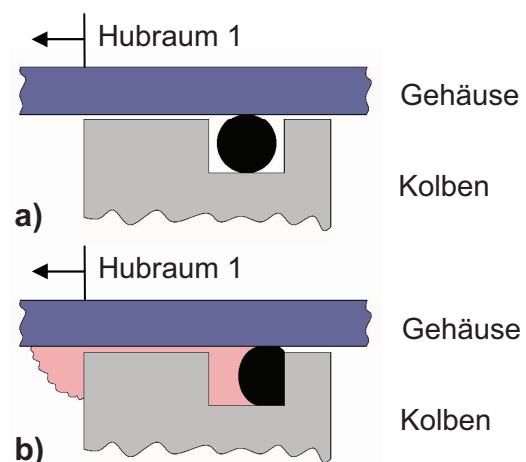


Abbildung 5-14 O-Ringnut a) drucklos

b) druckbelastet

erfüllen im Allgemeinen Rollmembrane, die aber eine geringe Eignung bei wechselnden Druckbelastungen besitzen. Im Arbeitsraum V wird periodisch jeweils ein Unter- bzw. Überdruck erzeugt.

Aus Tabelle 7 wird die Bedeutung des zunächst scheinbar vernachlässigbaren Schadvolumens der O-Ringnut deutlich. Es ist mit Abstand das größte Teilvolumen. Das sich real einstellende Volumen ist nur schwer abzuschätzen. Es wird sicherlich geringer ausfallen. Grund hierfür ist zum einen die Montage der Dosierpumpe. Der innen eingeleite Zylinder wird über den Kolben geschoben. Dadurch füllt sich der Nutraum mit Öl und verdrängt die Luft. Zum anderen ist es, bedingt durch den sehr kleinen Radialspalt zwischen Kolben und Zylinder, für die Luft schwer sich dort wieder einzulagern. Die Kapillarkräfte der Flüssigkeiten tragen zur Füllung dieses Schadraums V_s bei. Also liegt das am Schadraum V_s beteiligte Volumen der O-Ringnut zwischen bestenfalls 0 mm^3 und im ungünstigsten Fall bei $6,5 \text{ mm}^3$.

Tabelle 7 Schadraum

Bezeichnung / Bauteil	Schadraum V_s [mm ³]	Schadraum V_s exkl. O-Ringnut [mm ³]
Kolbenventil	1,54	1,54
Einlassventil	2,6	2,6
Axialspalt Kolben/Zylinder	1,54	1,54
O-Ringnut	6,5	--
Summe:	12,18	5,68

Im unbefüllten Zustand der Dosierpumpe ist der Arbeitsraum V mit kompressibler Luft gefüllt. Während eines Arbeitsspiels, also während einer Vor- und Rückbewegung des Kolbens, ändern sich im Hubraum V_{h1} die Volumen- und Druckverhältnisse. Durch die Zustandsänderungen im Arbeitsraum V erfolgt die über das Einlass- und das Kolbenventil gesteuerte Förderung der Dosierpumpe. Die Änderungen werden in einem Indikator diagramm oder p,V -Diagramm nach [Kütt] dargestellt, siehe Abbildung 5-15. Das Diagramm beschreibt die nachfolgenden physikalischen Vorgänge, unter der Bedingung, dass der Ansaugdruck p_{ss} konstant bleibt. Durch diese Bedingung schließen sich die Linien nach einem Arbeitsspiel und der Vorgang beginnt erneut. Wegen der geschlossenen Linien und des umlaufenden Prozesses, spricht man auch von einem Kreisprozess [Böge]. Es handelt sich im Speziellen um einen linksläufigen (gegen den Uhrzeigersinn) Kreisprozess, der eine Arbeitsmaschine beschreibt, d.h. es muss Arbeit aufgebracht werden. Die aufzuwendende Arbeit entspricht der vom Kreisprozess eingeschlossenen Fläche unter Berücksichtigung des Maßstabes des Diagramms. Die durch die Linien beschriebenen Teilprozesse werden nachfolgend beschrieben:

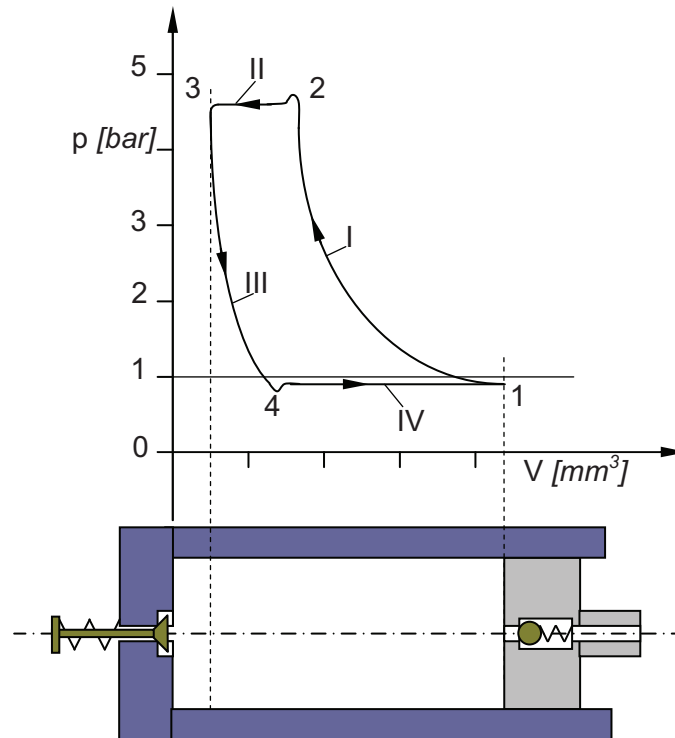


Abbildung 5-15 p,V-Diagramm, prinzipiell

- I Die Kompressionslinie (Isentrope bzw. Polytrope, im Idealfall Isotherme) beschreibt die Kompression der im Arbeitsraum V eingeschlossenen Luft. Das Volumen V reduziert sich vom Ausgangspunkt 1 zum Punkt 2. Durch die Reduzierung steigt der Druck p_{vh1} im Arbeitsraum V . Der funktionale Zusammenhang zwischen der Volumenreduzierung und dem Druckanstieg ist über die isotherme, isentrope bzw. polytrope Zustandsänderung gegeben.

- Eine Zustandsänderung eines idealen Gases ist isotherm, wenn die Temperatur T über den gesamten Prozess konstant bleibt, also ein ungehinderter Wärmeaustausch mit der Umgebung ermöglicht wird. In diesem Fall gilt dann:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right) \quad (5-15)$$

Eine isotherme Zustandsänderung ist ein nicht realisierbarer theoretischer Vorgang und kann daher nicht für diese Betrachtung angewendet werden. Es liegt ein reales Gasgemisch (Luft) und eine teilweise Isolation gegenüber der Umgebung durch das Pumpengehäuse vor.

- Bei der isentropen Zustandsänderung bleibt die Entropie konstant, da kein Wärmeaustausch mit der Umgebung stattfindet. Es besteht eine völlige Wärmeisolation zwischen dem Gas und der Umgebung. Es gilt dann:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^\kappa \quad \text{mit: } \kappa \text{ Isentropenexponent } (\kappa_{\text{Luft}}=1,402) \quad (5-16)$$

Auch dieser Sonderfall ist nicht realisierbar, da keine völlige Isolation real umsetzbar ist. Er entspricht aber mehr dem realen Prozess als die isotherme Zustandsänderung, weil das reale Gasgemisch durch den Isentropenexponenten besser charakterisiert wird.

- Die polytrope Zustandsänderung liegt zwischen den beiden oben genannten Sonderfällen. Bei ihr wird ein Teil der Wärme mit der Umgebung ausgetauscht. Sie entspricht der realen Zustandsänderung. In einem Diagramm liegt die Kurve zwischen der Isothermen und der Isentropen. Für die Berechnung gilt:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^n \quad \text{mit: } n \quad \text{Polytrophenexponent} \quad (5-17)$$

Der Polytropenexponent n ist kein Materialwert. Er ist weitgehend vom Gas unabhängig. Er wird bestimmt durch die technischen Bedingungen der Zustandsänderung und kann ausgehend von Messungen für den jeweiligen Anwendungsfall ermittelt werden. Erforderlich hierfür ist aber eine messtechnische Erfassung des im Arbeitsraum V herrschenden Drucks p_{V1} über die Dauer eines Arbeitsspiels. Bedingt durch den geringen Hub s von 0,05 mm und der insgesamt kleinen Bauweise der Dosierpumpe ist es schwer die Messung technisch umzusetzen. Daher wird nicht die polytrope Zustandsänderung bei der Untersuchung des Ansaugverhaltens verwendet, sondern stattdessen die isentrope Zustandsänderung mit guter Annäherung genutzt.

- II Die Ausschublinie liegt im Allgemeinen über den zu überwindenden Leitungswiderständen am Ausgang der Dosierpumpe und wird durch den Übergang von Punkt 2 zum Punkt 3 beschrieben. Es kommt zum Ausstoßen der angesaugten Luft gegen den Druck p_{DS} . Im Fall der unbefüllten Leitungen und Pumpe entspricht der Förderdruck p_{DS} auf der Druckseite der Dosierpumpe dem Umgebungsdruck. Die Größe des Druckniveaus p_{Vh1} im Arbeitsraum richtet sich dann nach der Auslegung des Kolbenventils. Der Anfangsbereich der Ausschublinie im Punkt 2 ist durch ein kurzes Überspringen gekennzeichnet. Grund hierfür sind die zum Öffnen des Kolbenventils kurzzeitig erforderlichen größeren Kräfte. Es muss sich zu Beginn ein größerer Druck p_{Vh1} einstellen, der auf die wirksame Kolbenventilfläche wirkt und die höhere Öffnungskraft erzeugt. Nach dem Öffnen ist ein geringerer Kraftbedarf zum Offenhalten des Kolbenventils erforderlich. Der Druck p_{Vh1} sinkt ab und bleibt auf einem gleichmäßigen Niveau. In diesem Bereich kann eine isobare Zustandsänderung angenommen werden. Der Druck bleibt konstant, während sich das Volumen bis zum Punkt 3 verkleinert. Das verbleibende Restvolumen entspricht dann dem Schadraumvolumen V_s .
- III Die Rückexpansionslinie zeigt die Expansion der im Schadraum V_s unter Druck stehenden Luft auf den Druckwert in Punkt 4. Für die Rückexpansion gelten die Betrachtungen unter I. Für die Berechnung wird wiederum die isentrope Zustandsänderung herangezogen, womit gilt:

$$\frac{p_3}{p_4} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{\kappa} \quad (5-18)$$

Die Rückexpansion dauert so lange an, bis der Druckunterschied am Einlassventil groß genug ist, um dieses zu öffnen.

- IV Die Ansauglinie charakterisiert den Ansaugvorgang. Sie liegt vom Druckniveau infolge der Druckverluste in der Saugleitung und der Druckverluste des Einlassventils unter dem atmosphärischen Druck. Es zeigt sich im Anfangsbereich ein Überschwingen des Drucks in negativer Richtung. Grund ist ebenfalls, wie unter II, die erhöhte Kraft zum Öffnen des Einlassventils. Danach stellt sich durch die oben getroffene Annahme des konstanten saugseitigen Drucks wiederum ein relativ konstantes Druckniveau von p_{Vh1} ein. Erst nach der Rückexpansion im Punkt 4 erfolgt ein Ansaugen der Luft bis zum Punkt 1.

Das p,V-Diagramm in Abbildung 5-16 zeigt den Einfluss des Schadraums V_s für den Ansaugfall für die reale Dosierpumpe.

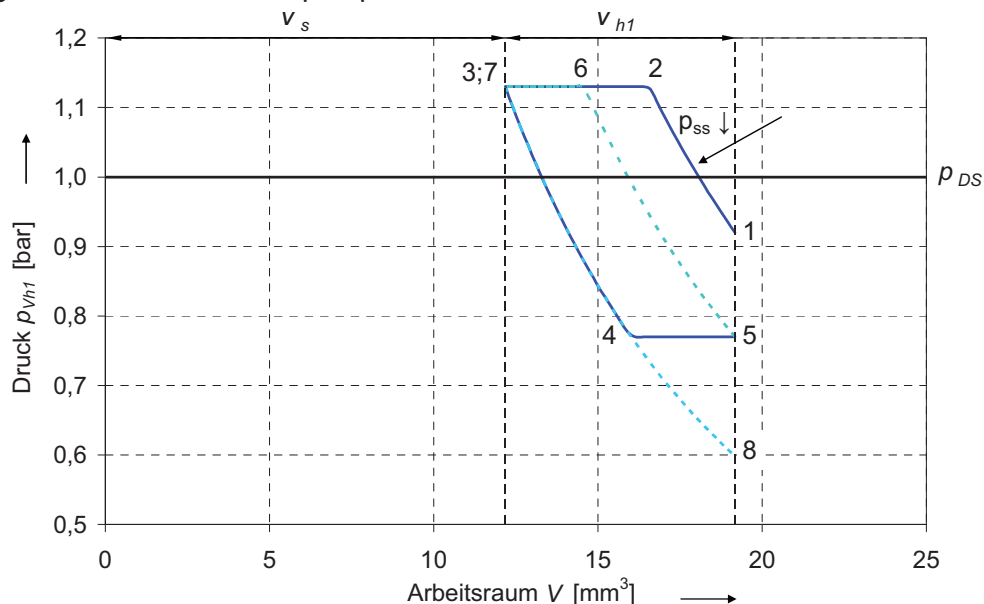


Abbildung 5-16 p,V-Diagramm

Im realen Betrieb liegt kein vollständig geschlossener Kreisprozess vor. Der Grund hierfür liegt in der Reduzierung des Ansaugdrucks p_{ss} nach jedem Arbeitsspiel durch die Verringerung des in der Ansaugleitung eingeschlossenen Luftvolumens und dem dadurch steigenden Flüssigkeitsniveau in der Ansaugleitung. Das Diagramm stellt den Prozess im Arbeitsraum V mit dem in Tabelle 7 gelisteten größeren Schadraum V_s dar, in dem das Teilvolumen der O-Ringnut enthalten ist. Das Einlassventil ist konstruktiv auf einen Öffnungsdruck von ca. 0,08 bar und das Kolbenventil auf 0,13 bar eingestellt. Das Überschwingen des Drucks beim Öffnen der Ventile wird vernachlässigt. Bedingt durch den Förderdruck p_{DS} auf der Druckseite der Dosierpumpe von 1 bar liegt die Isobare bei einem Wert von 1,13 bar für das Kolbenventil (Ausstoßen). Durch die zunehmende Steighöhe h_{Medium} beim Ansaugen reduziert sich der Druck p_{ss} auf der Saugseite der Dosierpumpe und verschiebt den Anfangspunkt Punkt 1 (später 5 bzw. 8) nach unten. Im

Punkt 1 ist der Hubraum mit Luft unter einem Druck von 0,92 bar bedingt durch den Öffnungsdruck des Einlassventils gefüllt. Es folgt anschließend die Kompression bis zum Punkt 2, das Ausstoßen bis Punkt 3, die Rückexpansion bis zum Punkt 4 und das Ansaugen bis zum Punkt 5, bei einem niedrigerem Druckniveau bedingt durch die erhöhten Druckverluste in der Saugleitung. Genau genommen ist der Verlauf zwischen Punkt 4 und 5 keine isobare Zustandsänderung mehr, da sich das eingeschlossene Luftvolumen zwischen der Dosierpumpe und der Flüssigkeitssäule während des Ansaugens verringert und sich der Druck p_{ss} ebenfalls reduziert. Das angesaugte Volumen ist aber im Verhältnis zu dem in der Leitung eingeschlossenen Luftvolumen viel kleiner, wodurch es zu keiner signifikanten Druckänderung während eines Ansaugvorganges kommt. Die Druckdifferenz zwischen dem Punkt 1 und 5 ist deutlich überhöht dargestellt, um das Ansaugen zu verdeutlichen. Für die gezeigte Reduzierung des Drucks p_{ss} sind eine Vielzahl von Arbeitsspielen notwendig.

Durch die Rückexpansion wird das tatsächlich angesaugte Luftvolumen begrenzt. Nur ein Teil des Hubes s bzw. des Hubvolumens V_{h1} kann zum Ansaugen genutzt werden. Reduziert sich der Ansaugdruck p_{ss} , wird die vom Prozess eingeschlossene nutzbare Fläche kleiner (— — —). Bei einem konstanten Förderdruck p_{DS} (hier Umgebungsdruck mit 1 bar) auf der Druckseite der Pumpe und einem immer kleiner werdenden Ansaugdruck p_{ss} auf der Saugseite kommt der Moment, in dem der Hub s nicht mehr ausreicht, eine vollständige Rückexpansion der Luft aus dem Schadraum V_s und ein Ansaugen (— — — Punkt 7 zu 8) zu gewährleisten. Es wird keine Luft mehr angesaugt, der minimale Ansaugdruck stellt sich auf der Saugseite ein. Wobei hier zu beachten ist, dass der Druckabfall Δp_{VE} am Einlassventil den tatsächlichen Ansaugdruck p_{ss} der Dosierpumpe um 0,08 bar erhöht.

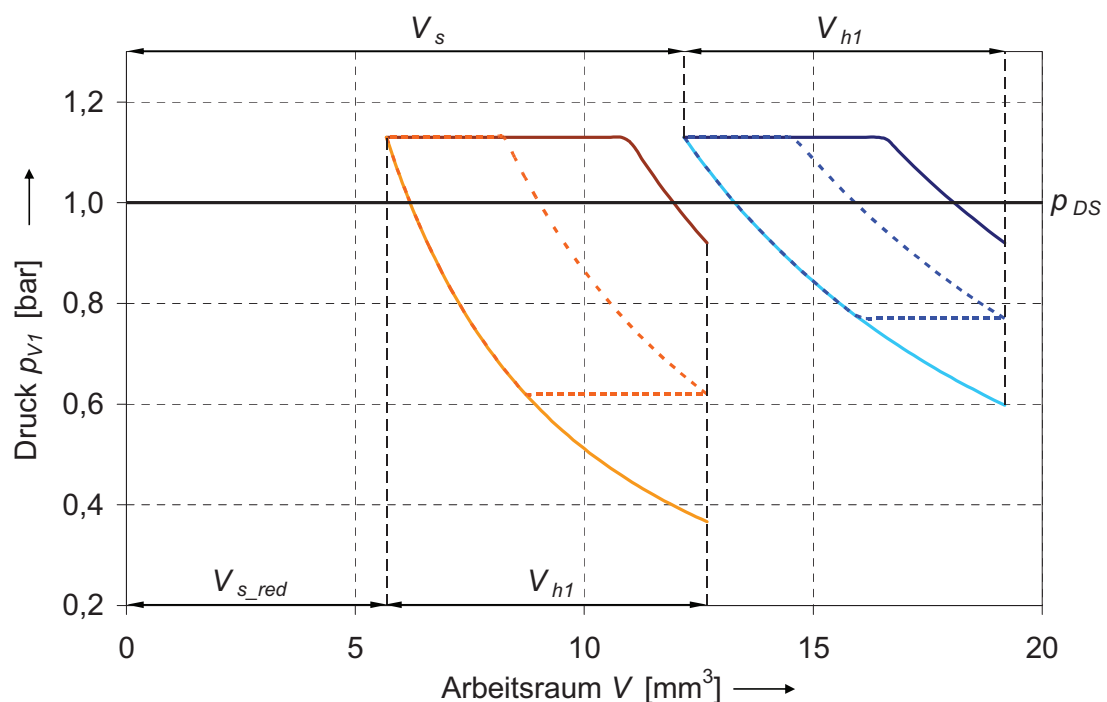


Abbildung 5-17 Vergleich der Prozesse mit unterschiedlichem Schadraum V_s

In diesem Fall bedeutet das, dass der zur Verfügung stehende Ansaugdruck nicht 0,6 bar, sondern nur 0,68 bar (Absolutdruck) beträgt. Die ursprünglich ausgeprägte Linie für den Teilprozess des Ansaugens zwischen Punkt 4 und 5 verschwindet und der Prozess reduziert sich auf eine Linie, die nur noch der Kompression und Expansion der eingeschlossenen Luft entspricht, ohne dass ein Ansaugen oder Ausstoßen auftritt, also Arbeit verrichtet wird, d.h. der Prozess verläuft nur noch auf der Linie, die die Punkte 7 und 8 verbindet. In diesem Fall kommt es zu keiner weiteren Förderung der Dosierpumpe. In der Tabelle 7 wurde bereits auf die möglichen unterschiedlichen Schadräume V_s in Folge der O-Ringnut hingewiesen. Der Schadraum V_s beträgt unter Einbeziehung der O-Ringnut $12,18 \text{ mm}^3$ und ohne $5,68 \text{ mm}^3$. Die Reduzierung von V_s beträgt dann rund 54%. Die direkte Auswirkung auf das Ansaugverhalten ist in Abbildung 5-17 dargestellt. In diesem Diagramm sind die Prozesse mit der Variation vom Ansaugdruck p_{ss} und den unterschiedlichen Schadräumen V_s abgebildet. Der aus Abbildung 5-16 bekannte Prozess (—, - - -, —) liegt bedingt durch den größeren Arbeitsraum V ($V_s + V_{h1}$) rechts vom Kreisprozess mit dem verringerten Schadraum V_{s_red} . Dieser soll nunmehr betrachtet werden. Im Vergleich fällt der steilere Druckanstieg bzw. -abfall in der Kompressions- und Expansionsphase auf. Die verrichtete Arbeit fällt dadurch größer aus. Durch diese Tatsache wird ein deutlich größeres Luftvolumen je Arbeitsspiel gefördert, was bereits auf ein besseres Ansaugverhalten hindeutet. Bei einer deutlichen Verringerung des Ansaugdrucks p_{ss} unterhalb des minimalen Ansaugdrucks p_{ss} des Prozesses mit dem größeren Schadraum V_s (—), ist beim anderen Prozess (- - -) noch deutlich das Ansaugen zu erkennen. Erst bei einer weiteren Reduzierung des Ansaugdrucks p_{ss} zeigt der Prozess (—) keine ausgebildete Fläche mehr, d.h. der minimale Ansaugdruck p_{ss} ist erreicht. Unter Einbeziehung des Druckabfalls Δp_{VE} von 0,08 bar über dem Einlassventil beträgt der minimale Ansaugdruck p_{ss} bei verringertem Schadraum V_s 0,45 bar. Durch die Verringerung des Schadraums V_s um 54% konnte der minimale Ansaugdruck p_{ss} um 33% verringert werden. Einen theoretischen Grenzfall stellt die Verkleinerung des Schadraums V_s auf Null dar, hierbei würde sich im Arbeitsraum V ein Absolutdruck von 0 bar einstellen und der minimale Ansaugdruck p_{ss} durch den Druckabfall Δp_{VE} einen Wert von 0,08 bar haben. Konstruktionsbedingt lässt sich der Schadraum V_s nicht beliebig klein bzw. zu Null machen. Ein Grund hierfür sind, wie bereits erwähnt, die erforderlichen Bauräume der Ventile.

Für ein verbessertes Ansaugverhalten wird in der Piezodosierpumpe nicht mehr das in Kapitel 4.6 beschriebene Plattenventil eingesetzt, sondern ein ziehend öffnendes Sitzventil mit einem reduzierten Totvolumen verwendet, welches im folgenden Kapitel beschrieben wird.

5.6.3 Kegelsitzventil

Für die Steuerung des Förderprozesses wird in der Piezodosierpumpe ein Kegelsitzventil als Einlassventil eingebaut. Der schematische Aufbau ist in der Abbildung 5-18 dargestellt. Das Kegelsitzventil besteht aus den Elementen Federteller, Druckfeder, Ventilkörper und einem Formelastomer als Ventilsitz. Der Ventilsitz ist in das Gehäuse der Dosierpumpe eingearbeitet.

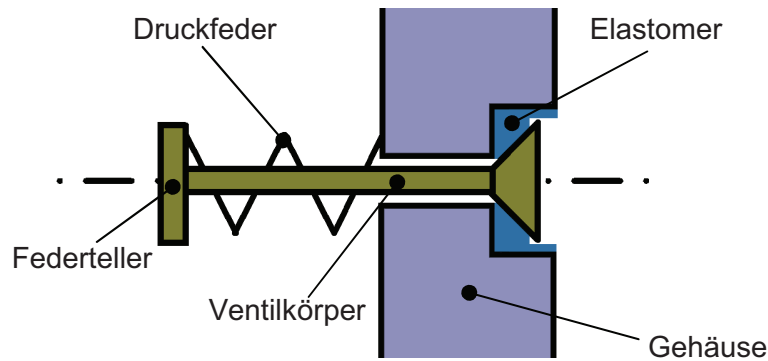


Abbildung 5-18 Kegelsitzventil

Die Druckfeder stützt sich auf der einen Seite am Gehäuse und auf der anderen Seite am Federteller ab, der in den eigentlichen Ventilkörper eingehängt wird. Die Feder wird dadurch gespannt und zieht den Ventilkörper in den Ventilsitz. Auf Grund der gewonnenen Erkenntnisse beim Plattenventil besteht der Ventilsitz aus einem weichen Elastomer. Der Ventilkörper ist nicht geführt. Dadurch zentriert er sich selbst im Ventilsitz. Die Abbildung 5-19 zeigt ein Bild vom realen Bauteil. In der Mitte des Bauteils sind der Ventilsitz zu erkennen sowie der O-Ring zur Abdichtung des Arbeitsraums.

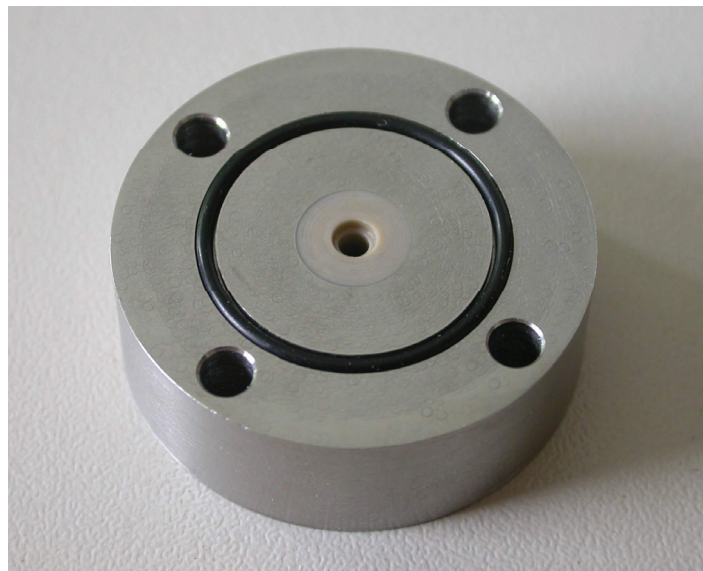


Abbildung 5-19 Ventilsitz

Das Kegelsitzventil wurde in diesem Einbauzustand in Versuchen getestet. Die Dichtigkeit des Ventils in Sperrrichtung ist besonders wichtig. Durch die Kombination aus elastischem Sitz und federvorgespanntem Ventil ist die Dichtheit gewährleistet. Das Ventil zeigt bei allen zu fördernden Medien und im vorgegebenen Druckbereich keine Lässigkeit.

Der Druckabfall am Ventil in Durchlassrichtung bei Raumtemperatur ist in der Abbildung 5-20 dargestellt. In Anlehnung an das Plattenventil, siehe Abbildung 4-46 und Abbildung 4-48, ist hier der sich einstellende Differenzdruck Δp_V in Abhängigkeit vom Volumenstrom Q aufgetragen. Im Vergleich mit dem Plattenventil zeigt sich ein ähnliches Verhalten.

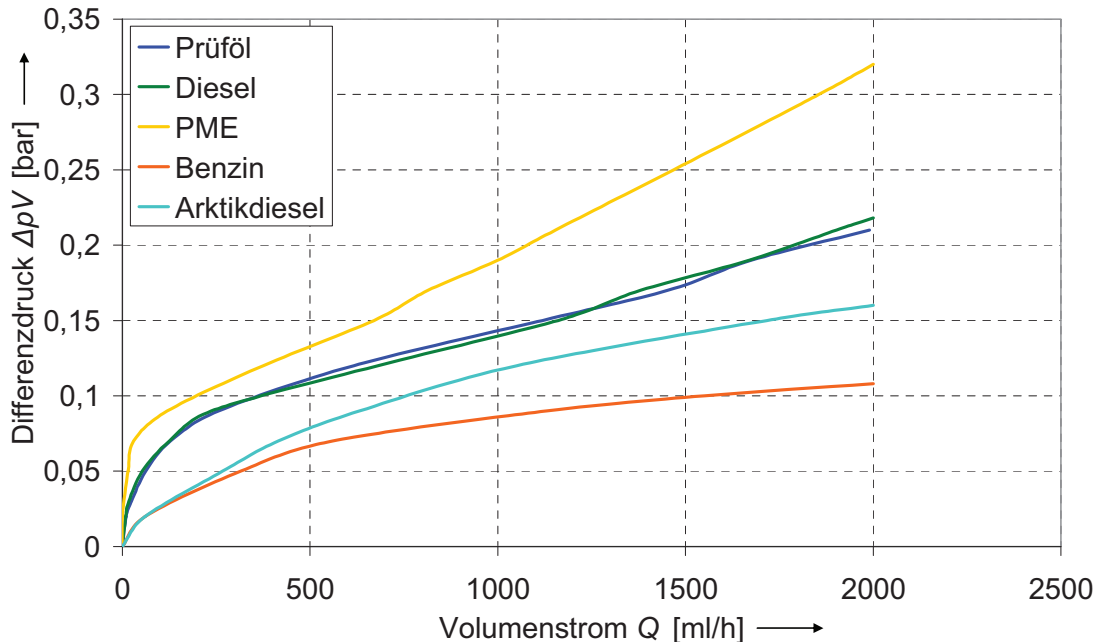


Abbildung 5-20 Kegelsitzventil in Durchlassrichtung (Messung)

Jedoch liegen die Öffnungspunkte bei niedrigeren Differenzdrücken, d.h. das Ventil öffnet früher. Die Gründe dafür liegen im größeren Ventilöffnungsquerschnitt, wodurch die Kraft zum Öffnen des Ventils bei gleichem Differenzdruck Δp_V größer ist. Zudem besitzt die Druckfeder eine kleinere Federkonstante c als die Stege des Plattenventils und ist dementsprechend geringer vorgespannt. Im Kurvenverlauf spiegeln sich die unterschiedlichen Viskositäten der einzelnen Fördermedien wider. Weil PME die höchste Viskosität besitzt, hat das Ventil den größten Widerstand, d.h. für denselben Volumenstrom Q muss ein höherer Differenzdruck Δp_V anliegen. Das Prüfol und der Diesel verhalten sich sehr ähnlich, liegen aber deutlich unter der für PME erforderlichen Druckdifferenz. Durch die noch geringere Viskosität des Arktikdiesels liegt die Kurve unterhalb der vom Prüfol und vom Diesel. Bedingt durch die geringste Viskosität stellt sich beim Benzin die flachste Kurve ein. Für Benzin ist nur ein geringer Differenzdruck Δp_V erforderlich. Der sich einstellende Differenzdruck Δp_V bei dem geforderten Volumenstrom $Q = 630$ ml/h liegt in einem Bereich von 0,07 bis 0,14 bar und ist damit im Vergleich zum Plattenventil niedriger.

Für die Strömungssimulation des Fluids im Ventil wird als Eingangsgröße die Strömungsgeschwindigkeit $v_{Einlass}$ im Eingangsquerschnitt angegeben. Das Fluid wird als inkompressibel angenommen und genügt damit der Kontinuitätsbedingung. Diese beschreibt, dass der Volumenstrom Q in jedem Querschnitt, der senkrecht zur Strömungsrichtung steht, gleich ist. Damit gilt, dass das Produkt aus der großen Kolbenfläche A_{K1} und der Kolbengeschwindigkeit v_K genauso groß ist, wie das Produkt

aus dem Einlassquerschnitt des Ventils und der dortigen Strömungsgeschwindigkeit v_{Einlass} .

$$Q = A_{K1} \cdot v_K = A_{\text{Einlass}} \cdot v_{\text{Einlass}} \quad (5-19)$$

Durch die Ansteuerung der Dosierpumpe mit einem Dreiecksignal ist die Kolbengeschwindigkeit über den Hub als konstant anzunehmen. Die Kolbengeschwindigkeit v_K kann für eine Förderfrequenz $f_{\text{förd}}$ von 50 Hz und einem Hub s von 0,045 mm wie folgt berechnet werden:

$$v_K = \frac{s}{t_{\text{Hub}}} = \frac{s}{\frac{1}{2} \cdot T} = \frac{2 \cdot s}{T} = 2 \cdot f_{\text{anst}} \cdot s = 2 \cdot 25 \text{ Hz} \cdot 0,045 \text{ mm} = 2,25 \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad (5-20)$$

Die Kreisfläche A_{K1} hat einen Durchmesser von 14 mm und die Kreisfläche A_{Einlass} einen Durchmesser von 8 mm. Nach der Gleichung (5-21) ergibt sich die Einlassgeschwindigkeit v_{Einlass} aus:

$$v_{\text{Einlass}} = \frac{A_{K1} \cdot v_K}{A_{\text{Einlass}}} = \frac{D_{K1}^2 \cdot v_K}{D_{\text{Einlass}}^2} = \frac{(14 \text{ mm})^2 \cdot 2,25 \frac{\text{mm}}{\text{s}}}{(8 \text{ mm})^2} = 6,89 \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad (5-21)$$

Für die Simulation des Ventils wird ein rotationssymmetrisches Modell in Ansys [Ansys] entwickelt. Nach Eingabe der Geometrie und der Festlegung aller Randbedingungen erfolgt die Berechnung. Der Öffnungshub des Ventils wurde durch Messungen mit dem Laservibrometer ermittelt und beträgt ca. 0,08 mm. Die Ventilfeeder wird zur Vereinfachung nicht in das Modell eingebunden. Das geringe Geschwindigkeitsniveau im Bereich der Feder erlaubt es diese Vereinfachung vorzunehmen und damit eine eventuelle Beeinflussung der Strömung zu vernachlässigen. Als Ergebnis lässt sich das Geschwindigkeitsprofil darstellen, siehe Abbildung 5-21. Sichtbar ist die Querschnittshälfte des rotationssymmetrischen Ventils. In der Darstellung sind der Ventilkörper und der Federteller farblich hervorgehoben. Zusätzlich ist der relevante Bereich vergrößert abgebildet.

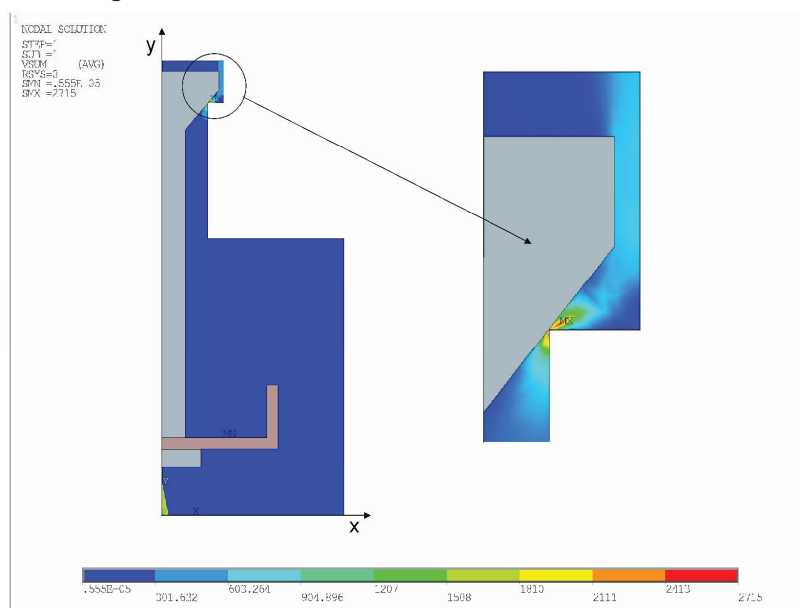


Abbildung 5-21 Geschwindigkeitsprofil Kegelsitzventil

Durch die Querschnittsverengung im Bereich des Ventilsitzes tritt hier die höchste

Geschwindigkeit auf. Sie erreicht einen Wert von 2715 mm/s und fällt danach auf einen mittleren Wert von ca. 750 mm/s ab. Das Fluid strömt anschließend zwischen dem Ventilkörper und dem Ventilsitz in den Hubraum.

Ähnliches gilt für die Abbildung 5-22, in der die Druckverteilung dargestellt ist. Die Einheit der abgebildeten Druckwerte ist MPa. Im Eingangsbereich des Ventils herrschen 0 bar, dies entspricht hier dem Umgebungsdruck, der ansonsten mit 1 bar angenommen wird. Im Hubraum entsteht ein Unterdruck von -0,14 bar. In Analogie zum Geschwindigkeitsprofil liegt die Stelle der größten Druckänderung ebenfalls im Bereich des Ventilsitzes. Vor und nach dem Sitz bildet sich ein gleichmäßiges Druckniveau aus. Durch den Druckunterschied entsteht am Ventilkörper eine Druckkraft, die das Ventil öffnet. Es öffnet sich so weit, bis sich ein Kräftegleichgewicht zwischen der Druckkraft und der Ventilfeederkraft eingestellt hat. Über die Vorspannung der Ventilfeeder kann das Öffnungsverhalten des Ventils beeinflusst werden. Für ein schnelles Ansprechverhalten des Ventils beim Öffnen, d.h. ein Öffnen bei einer geringen Druckdifferenz, ist eine geringe Federkraft und damit eine geringere Vorspannung der Feder erforderlich. Eine zu geringe Federkraft wirkt sich negativ auf die Dynamik beim Schließen des Ventils aus. Entsprechend muss hier ein Kompromiss bei der Federvorspannung für das Öffnen und Schließen des Ventils gefunden werden. Die verwendete Feder und deren gewählte Vorspannung sind als günstig für diesen Anwendungsfall einzuschätzen.

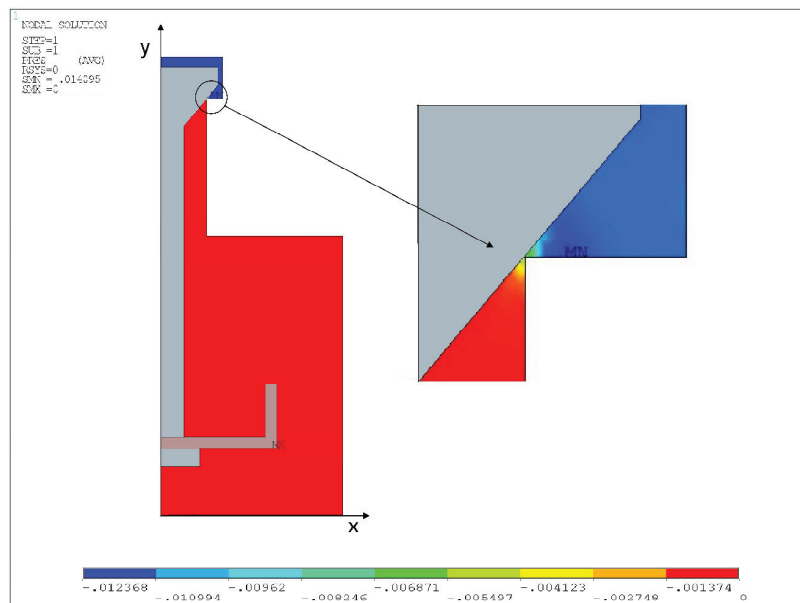


Abbildung 5-22 Druckprofil Kegelsitzventil

Das Ventil zeichnet sich mit einem sehr guten Dicht- und gutem Öffnungs- bzw. Durchlassverhalten aus. Es ist hinsichtlich der Dynamik mit einer Eigenfrequenz $f_0 = 290$ Hz, siehe Kapitel 5.5.2, ausreichend dimensioniert.

5.6.4 Förderverhalten

In diesem Abschnitt wird das Förderverhalten des ersten Funktionsmusters der Piezodosierpumpe beschrieben. Dieses wird anhand von verschiedenen Messreihen

charakterisiert. Die erste Messung dient der Überprüfung der Linearität zwischen der Förderfrequenz $f_{\text{förd}}$ und dem geförderten Volumenstrom Q . Hierbei zeigt sich, dass der rechnerische Volumenstrom nicht erreicht wird. Die Gründe werden aufgezeigt und konstruktive Änderungen vorgenommen.

Die zweite Messreihe erfasst den geförderten Volumenstrom Q in Abhängigkeit vom Förderdruck p_{DS} auf der Druckseite. Wenn die Pumpe zum Dosieren eingesetzt wird, sollte sich hier nach Möglichkeit keine Abhängigkeit zeigen bzw. die Abweichungen innerhalb eines Tolleranzbereichs liegen. Neben dem Förderdruckverhalten ist auch das Ansaugverhalten wichtig, das durch die dritte Messreihe bestimmt wird. Der Antrieb der Piezodosierpumpe erfolgt durch einen Piezostapeltranslator mit verschiedenen Ansteuersignalen. Die Auswirkungen des Ansteuersignals auf die Druck- und Volumenstrompulsation ist in der letzten Messreihe dargestellt.

5.6.4.1 Messung des Fördervolumenstromes

Bei einer Dosierpumpe ist es wichtig, dass der erzeugte Volumenstrom Q linear von der Förderfrequenz $f_{\text{förd}}$ abhängig ist. Nur so kann der Volumenstrom Q ohne eine zusätzliche Volumenstrommessung anhand der Förderfrequenz $f_{\text{förd}}$ genau und reproduzierbar eingestellt werden. Um eine Aussage über das Verhalten machen zu können, wird für jeden Kraftstoff eine Förderfrequenz-Volumenstromkennlinie bei Raumtemperatur aufgenommen, siehe Abbildung 5-23. Dafür wurde die Ansteuerfrequenz f_{anst} und damit die Förderfrequenz $f_{\text{förd}}$ variiert und der sich einstellende Volumenstrom Q gemessen.

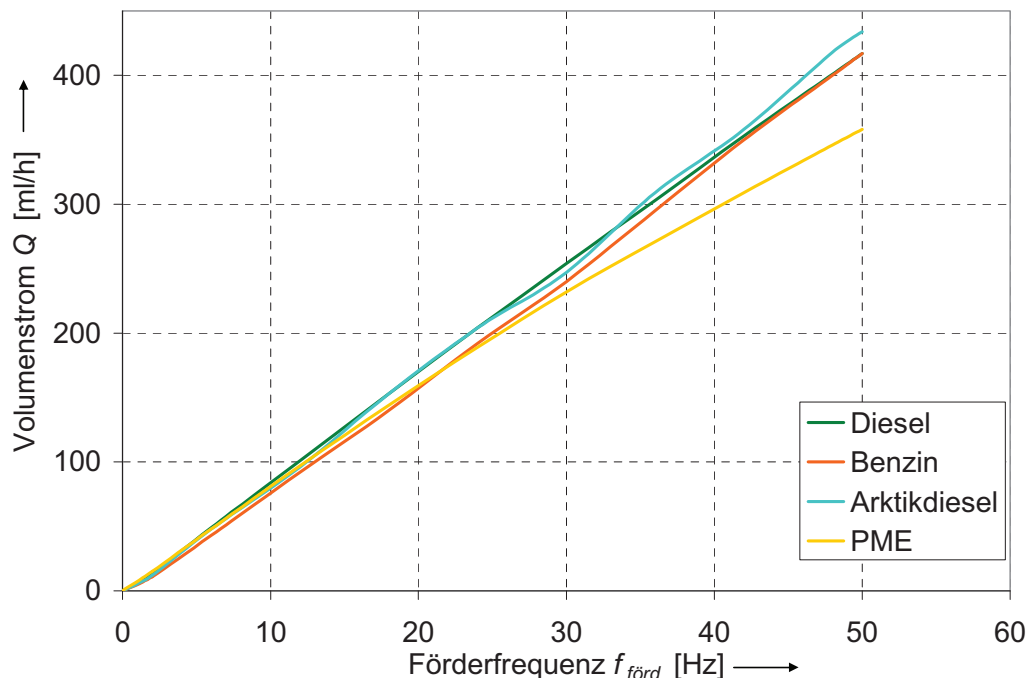


Abbildung 5-23 Volumenstromkennlinie (Messung)

Das Diagramm für alle Kraftstoffe lässt eine gute Linearität erkennen, beim PME ist ab einer Förderfrequenz $f_{\text{förd}}$ von 28 Hz ein Abknicken, d.h. ein sich verkleinernder Volumenstrom Q vorhanden. Trotz der unterschiedlichen fluidischen Eigenschaften dieser

Kraftstoffe liegen die Förderkennlinien nahe bei einander. In Anbetracht des geringen Volumenstromes Q und der hohen Förderfrequenz $f_{\text{förd}}$ ist dies positiv. Bei der Ermittlung des geförderten Volumenstromes Q je Arbeitsspiel fällt auf, dass der in Kapitel 5.2.1 konstruktiv festgelegte Volumenstrom Q nicht erreicht wird. Dies soll am Beispiel von Diesel eingehend betrachtet werden.

Bei einer Förderfrequenz $f_{\text{förd}}$ von 50 Hz und einem gemessenen Volumenstrom $Q = 417$ ml/h ergibt sich nach der Gleichung (5-22) der wirksame Hubraum $V_{h1\text{gef}} = 4,63 \text{ mm}^3$. Der in der Gleichung benutzte Faktor 2 berücksichtigt die Doppelhubcharakteristik.

$$V_{h1\text{gef}} = 2 \cdot \frac{Q}{f_{\text{förd}}} = \frac{2 \cdot 417 \frac{\text{ml}}{\text{h}}}{50 \text{ Hz}} = \frac{231,6 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}}{50 \text{ Hz}} = 4,63 \text{ mm}^3 \quad (5-22)$$

Dieser Wert entspricht nur 60% des konstruktiv festgelegten Hubraums V_{h1} mit einem Wert von $7,7 \text{ mm}^3$. Diese Abweichung ist erheblich und kann nicht nur auf Lässigkeiten der Ventile oder Dichtungen zurückgeführt werden. Konstruktiv und funktionell wird die Abdichtung des großen Kolbens im Zylinder, siehe Abbildung 5-2, über einen sehr kleinen Ringspalt zwischen Kolben und Zylinder realisiert. Der O-Ring dient lediglich der statischen Abdichtung und damit dem Schutz des Piezostapeltranslators vor dem Fluid. Bei einer Umrechnung des wirksamen Hubvolumens $V_{h1\text{gef}}$ auf einen Kreisquerschnitt unter Berücksichtigung des Hubes s , ergibt sich ein wirksamer Kreisdurchmesser $d_{K1\text{tat}}$.

$$d_{K1\text{tat}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{H1\text{tat}}}{\pi \cdot s}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,63 \text{ mm}^3}{\pi \cdot 0,05 \text{ mm}}} = 10,9 \text{ mm} \quad (5-23)$$

Mit 10,9 mm entspricht der wirksame Durchmesser $d_{K1\text{tat}}$ recht genau dem Durchmesser der im Kolben liegenden O-Ringnut, die einen Durchmesser von 11 mm hat. Dieses Ergebnis legt den Schluss nahe, dass die Abdichtung des Kolbens durch den engen Spalt zwischen Kolben und Zylinder unzureichend ist. Das Fluid strömt demnach durch den Spalt während der Hubbewegung bis zum O-Ring und zurück. Der wirksame Kolbendurchmesser reduziert sich dadurch von 14 mm auf 10,9 mm und bewirkt den verkleinerten Volumenstrom Q . Zur weiteren Reduzierung des Volumenstromes tragen die Elastizitäten der O-Ringe bei. Den größten Anteil daran hat der O-Ring zur Abdichtung des Kolbens. Der O-Ring zwischen den Pumpengehäuseteilen spielt erst bei großen Druckschwankungen eine Rolle, da dieser Bereich bereits durch die plan anliegenden Gehäuseteile gut abgedichtet ist. Speziell der Ventil Sitz des Einlassventils, hergestellt aus einem weichen Elastomer, stellt eine Elastizität dar, die während eines Arbeitsspiels komprimiert und expandiert wird und so das wirksame Hubvolumen reduziert. Als Schlussfolgerung muss primär die Abdichtung zwischen Kolben und Zylinder verbessert werden. Dazu ist ein noch engerer Spalt zwischen Kolben und Zylinder oder eine andersartige Dichtung erforderlich. Darüber hinaus müssen die übrigen Elastizitäten im Hubraum versteift werden.

Beim ersten Versuch, die Abdichtung des Kolbens zu verbessern, wird eine hochelastische Membran eingesetzt, siehe Abbildung 5-24. Die Membran liegt zwischen den beiden Gehäuseteilen und ist auf dem Kolben aufgeklebt. Eine Leckage zwischen

Kolben und Zylinder wird dadurch unterbunden. Weitere Änderungen wurden nicht durchgeführt.



Abbildung 5-24 Piezodosierpumpe mit und ohne Membran

Danach wurde bei der Piezodosierpumpe wiederum der Volumenstrom Q in Abhängigkeit von der Förderfrequenz gemessen. Das Diagramm in Abbildung 5-25 zeigt das Ergebnis. Zum Vergleich sind die ursprünglichen Messergebnisse gestrichelt dargestellt. Die Linearität zwischen Förderfrequenz $f_{\text{förd}}$ und Volumenstrom Q entspricht der der Piezodosierpumpe ohne Membran. Wie erwartet steigt der Volumenstrom Q bei allen Kraftstoffen an.

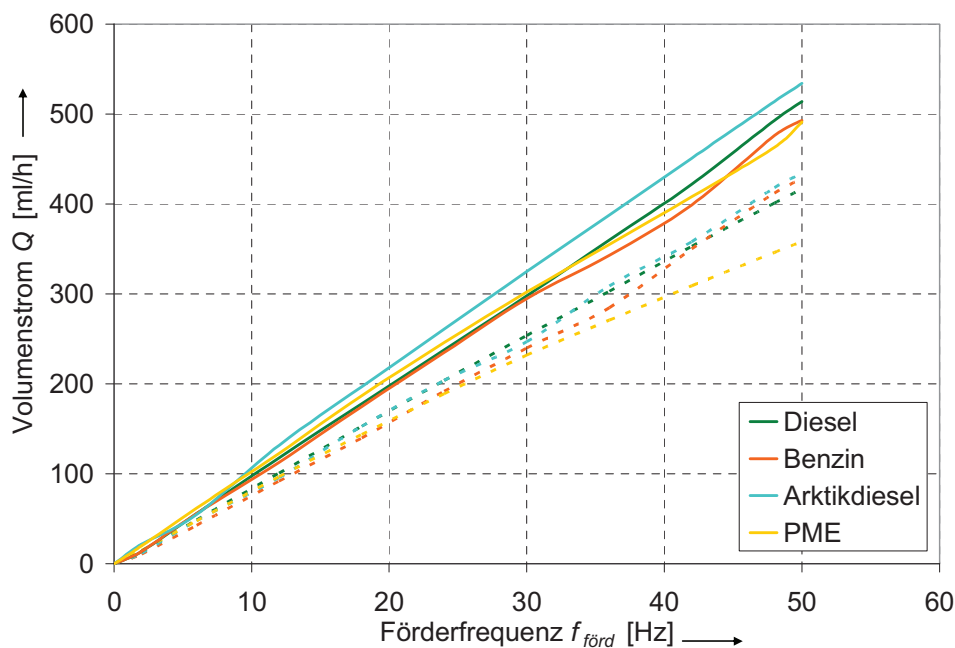


Abbildung 5-25 Volumenstromkennlinie mit Membran (Messung)

Beim Diesel wird bei einer Förderfrequenz $f_{\text{förd}}$ von 50 Hz ein Volumenstrom Q von 514 ml/h erzeugt. Nach der Gleichung (5-24) beträgt der tatsächliche Hubraum $V_{h1\text{gef}}$.

$$V_{h1\text{gef}} = 2 \cdot \frac{Q}{f_{\text{förd}}} = \frac{2 \cdot 514 \frac{\text{ml}}{\text{h}}}{50 \text{ Hz}} = \frac{285 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}}{50 \text{ Hz}} = 5,7 \text{ mm}^3 \quad (5-24)$$

Der Wert entspricht 74% des theoretischen Hubraums V_{h1} , der sich aus dem Hub s und der Kolbenfläche A_{K1} ergibt. Ursache für das Nichterreichen des rechnerischen Hubvolumens ist die Membran selbst, weil sie die Bewegung des Kolbens nicht vollständig auf das Medium überträgt, da sie teilweise elastisch verformt wird. Dies gilt insbesondere für den Randbereich des Kolbens. Zum anderen sind die zuvor angesprochenen restlichen Elastizitäten weiterhin im Hubraum vorhanden.

Die Messergebnisse lassen folgende Schlüsse zu:

- Die Abdichtung zwischen dem Kolben und dem Zylinder mittels eines engen Spalts und einem O-Ring als statische Abdichtung ist unzureichend, d.h. der volumetrische Wirkungsgrad η_V reduziert sich auf:

$$\eta_V = \frac{V_{tat}}{V_{theor}} = \frac{4,63 \text{ mm}^3}{7,7 \text{ mm}^3} = 0,6$$

Mit der Dichtmembran erhöht sich der volumetrische Wirkungsgrad η_V auf:

$$\eta_V = \frac{V_{tat}}{V_{theor}} = \frac{5,7 \text{ mm}^3}{7,7 \text{ mm}^3} = 0,74$$

- Die Elastizitäten (O-Ring, Ventilsitz) im Hubraum V_{h1} müssen für eine weitere Steigerung des volumetrischen Wirkungsgrades reduziert bzw. vermieden werden.

5.6.4.2 Messung der Förderdruck-Volumenstromkennlinien

An Dosierpumpen besteht die Anforderung, dass der abgegebene Fördervolumenstrom Q über einen bestimmten Förderdruckbereich konstant ist. Im hier gegebenen Anwendungsfall, siehe Tabelle 2, muss er innerhalb einer Toleranz von $\pm 10\%$ des Nennvolumenstromes Q_{nenn} liegen.

Die Kennlinien wurden auf dem Komponentenprüfstand, siehe Abbildung 4-50, aufgenommen. Der Prüfstand besitzt eine motorisch angetriebene Feindrossel in der Druckleitung, welche bei diesem Versuch stetig in Richtung „Zu“ verfahren wird. Der Strömungswiderstand nimmt zu, weil der Druck p_{DS} in der Druckleitung ansteigt. Der Druck wird mit einem Drucksensor zwischen der Piezodosierpumpe und der Feindrossel gemessen. Nach der Feindrossel ist ein Durchflusssensor vom Typ Sitrans FC Massflow [2] in die Druckleitung eingebaut, welcher zeitgleich zum Druck p_{DS} den Fördervolumenstrom Q misst. Die Darstellung des Volumenstromes Q in Abhängigkeit vom Druck p_{DS} in der Druckleitung ergibt für die einzelnen Kraftstoffe die in Abbildung 5-26 dargestellten Kennlinien. Die Messungen wurden bei Raumtemperatur und mit einer Förderfrequenz $f_{förd}$ von 50 Hz durchgeführt.

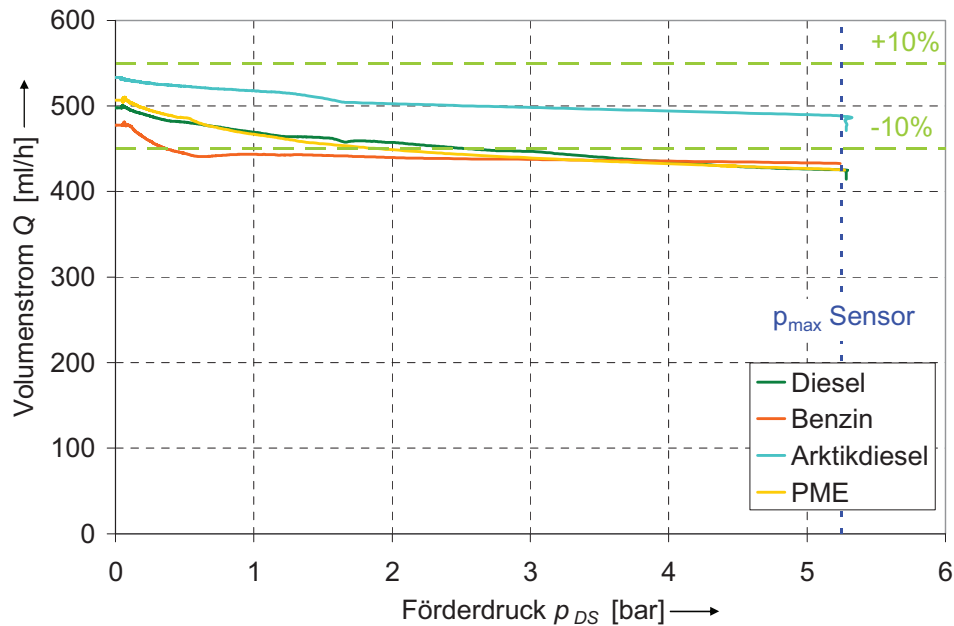


Abbildung 5-26 Förderdruck-Volumenstromkennlinie (Messung)

Bei allen Kraftstoffen fällt auf, dass der angestrebte Nennvolumenstrom Q_{nenn} mit 630 ml/h nicht erreicht wird. Die Gründe für dieses Verhalten wurden bereits in Kapitel 5.6.4.1 aufgezeigt. Für die nachfolgende Betrachtung wird der sich einstellende Volumenstrom Q aller Kraftstoffe bei vollkommen geöffneter Feindrossel gemittelt und als Bezugsgröße Q_{nenn} angesetzt. Somit ist der Nennvolumenstrom $Q_{nenn} = 500$ ml/h. Die entsprechenden Grenzen des $\pm 10\%$ Toleranzbereiches sind bei 550 bzw. 450 ml/h im Diagramm eingezeichnet. Der verwendete Drucksensor begrenzt den Messbereich auf ca. 5,2 bar. Die Messtechnik ist für einen niederen Druckbereich ausgelegt, um im unteren Druckbereich eine genaue Druckmessung durchführen zu können, was bei der elektromagnetisch angetriebenen Dosierpumpe vorteilhaft ist. Wegen der Begrenzung des Messbereichs war es nicht möglich den maximal erzielbaren Förderdruck der Piezodosierpumpe zu ermitteln. Durch den erhöhten Volumenstrom Q von 531 ml/h bei vollständig geöffneter Feindrossel liegt die Kennlinie vom Arktikdiesel innerhalb des Toleranzbereichs von $\pm 10\%$. Die -10% Grenze wird nicht unterschritten. Die Volumenstromdifferenz beträgt 43 ml/h zwischen dem Wert $p_{DS} = 0$ bar und $p_{DS} = 5,2$ bar. Dies entspricht einer prozentualen Abweichung von 8%.

Das Förderverhalten der Piezodosierpumpe ist bei Diesel und PME sehr ähnlich. Bei ungedrosselter Förderung beträgt der Volumenstrom bei beiden ca. 500 ml/h. Die -10% Grenze wird mit Diesel bei einem Förderdruck von 2,6 bar unterschritten. Mit PME ist dies bei 1,9 bar der Fall. Bei einem Förderdruck von 5,2 bar beträgt der Volumenstrom bei beiden ca. 420 ml/h. Die Volumenstromdifferenz beträgt jeweils ca. 80 ml/h, womit die prozentuale Abweichung bei 16% liegt. Die genauen Werte sind für beide Kraftstoffe in Tabelle 8 aufgeführt.

Bei der Förderung von Benzin wird im Vergleich zu den anderen Kraftstoffen der geringste Anfangsvolumenstrom Q mit 477 ml/h gemessen, d.h. bei voll geöffneter Feindrossel. Bereits bei einer geringen Erhöhung des Förderdrucks p_{DS} auf ca. 0,12 bar beginnt der

Volumenstrom Q im Vergleich zu den anderen Kraftstoffen stark abzusinken, stabilisiert sich aber bei einem Druckwert von ca. 0,6 bar. Der Volumenstrom Q nimmt danach etwas zu und bleibt über den restlichen Druckbereich bei einem Wert um 440 ml/h konstant. Die Volumenstromdifferenz beträgt 45 ml/h und entspricht damit einer prozentualen Abweichung von 9%.

In der Tabelle 8 sind die Werte für den Volumenstrom Q bei voll geöffneter Feindrossel ($p_{DS}=0$ bar) und bei einem Förderdruck p_{DS} von 5,2 bar für alle Kraftstoffe eingetragen.

Tabelle 8 Förderkennwerte

	Diesel	Benzin	Arktikdiesel	PME
Druck p_{DS} bei -10% [bar]	2,6	0,36	---	1,9
Volumenstrom Q [ml/h] bei $p_{DS} = 0$ bar	500	477	531	508
Volumenstrom Q [ml/h] bei $p_{DS} = 5,2$ bar	420	432	488	425
Volumenstromdifferenz p_{DS} : 0 bis 5,2 bar [ml/h] / [%]	80 / 16	45 / 9	43 / 8	83 / 16

Zusätzlich sind die Volumenstromdifferenz zwischen diesen beiden Messpunkten und die prozentuale Abweichung vom Anfangswert angegeben.

5.6.4.3 Messung des Ansaugdrucks

Bei der Messung des minimalen Ansaugdrucks p_{ss} der Piezodosierpumpe ist die Saugleitung durch das Wegeventil des Komponentenprüfstandes verschlossen. Der Ansaugdruck p_{ss} wird mit einem Drucksensor zwischen der Dosierpumpe und dem Wegeventil gemessen. Die Messergebnisse für alle vier Kraftstoffe sind in Abbildung 5-27 dargestellt. Der geringste absolute Ansaugdruck p_{ss} stellt sich beim PME mit einem Wert von 0,23 bar ein. Beim Arktikdiesel beträgt dieser 0,3 bar und beim Diesel 0,36 bar. Der erreichbare Ansaugunterdruck bei den genannten drei Kraftstoffen liegt in einem Bereich von 0,77 bis 0,64 bar. Beim Benzin zeigt sich ein deutlich reduzierter Ansaugunterdruck im Vergleich zu den anderen Kraftstoffen. Der saugseitige Druck p_{ss} beträgt lediglich 0,81 bar bzw. es wird nur ein Unterdruck von 0,19 bar erzeugt. Benzin ist ein leicht verdampfender Kraftstoff. Diese Eigenschaft tritt nach [Mineral] bereits bei sehr niedrigen Temperaturen und bei leichten Unterdrücken auf. Dies ist auch der Grund für den verringerten Ansaugunterdruck. In der Saugleitung bzw. im Hubraum V_{h1} entstehen durch den dort herrschenden Unterdruck Gasblasen, es kommt zum Abreißen der Förderung. Es hat sich gezeigt, dass das Ansaugverhalten der Piezodosierpumpe mit Benzin schlechter ist als mit Luft.

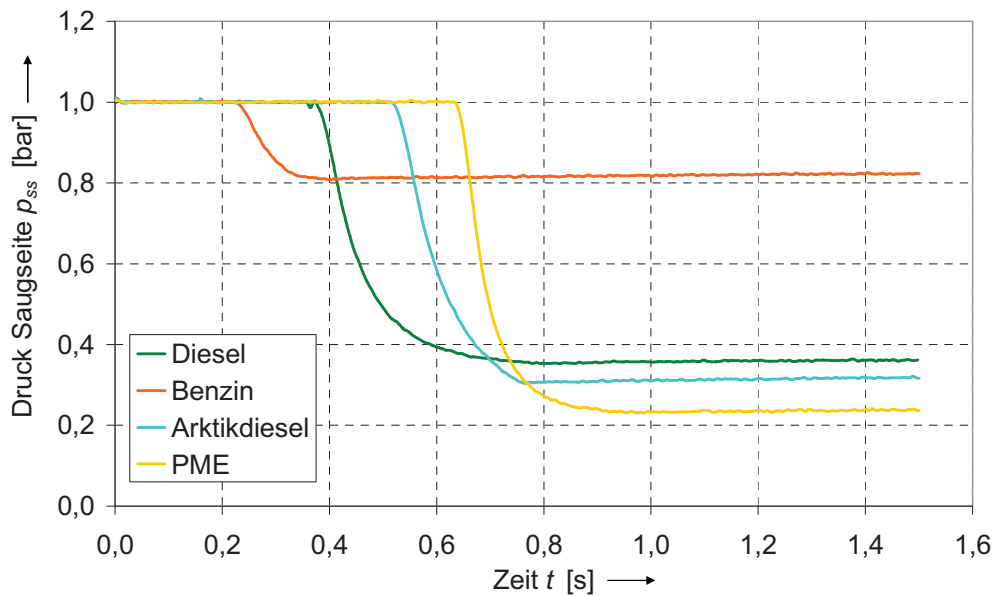


Abbildung 5-27 Ansaugdruckkennlinie (Messung)

Zusammenfassend kann für Benzin gesagt werden, dass das Ansaugen bzw. das Fördern bereits mit geringen Unterdrücken als schwierig einzuschätzen ist. Das Fördern unter Druck stellt dagegen kein Problem dar, siehe Abbildung 5-26.

5.6.4.4 Förderung mit verschiedenen Ansteuersignalen

Die Verwendung des Piezostapeltranslators zur Erzeugung der Hubbewegung bietet den Vorteil die Kolbenbewegung sehr gut und einfach beeinflussen zu können. Dafür genügt eine Änderung des Verstärkereingangssignals, wie es in Kapitel 5.4.2 beschrieben ist. Der Einfluss des Ansteuersignals wird in verschiedenen Messreihen untersucht. Als Ansteuersignale wurden Sinus-, Dreieck- und Rechtecksignale mit jeweils gleicher Amplitude verwendet. Der Hub s ist bei allen drei Signalformen gleich groß, siehe Kapitel 5.4.2. Das verdrängte Volumen ist demnach auch gleich groß. Die einzelnen Signale rufen jeweils andere Kolbengeschwindigkeiten und Beschleunigungen hervor. Die unterschiedlichen Kolbengeschwindigkeiten ziehen unterschiedliche Strömungsgeschwindigkeiten und damit zeitlich unterschiedliche Volumenströme während eines Arbeitsspiels nach sich. Analog zur Kolbengeschwindigkeit verhält sich die Volumenstrom- bzw. Druckpulsation, d.h. bei großen Änderungen der Kolbengeschwindigkeit entsteht auch eine große Volumenstrom- bzw. Druckpulsation. Zur Messung der Volumenstrompulsation ist der im Prüfstand verwendete Durchflusssensor nicht geeignet, da dieser den Volumenstrom während eines Arbeitsspiels nicht ausreichend zeitlich auflöst. Deshalb wird die Druckleitung des Prüfstandes hinter der Dosierpumpe geschlossen und der sich einstellende Druck p_{DS} zwischen der Dosierpumpe und dem geschlossenen Ende gemessen. Durch das verschlossene Ende kann das geförderte Volumen nicht entweichen und der Druck p_{DS} auf der Druckseite steigt an. Beim Erreichen von ca. 5 bar wurde die Druckleitung wieder geöffnet. Der über die Zeit aufgezeichnete Druck p_{DS} ist für alle drei Ansteuersignale in Abbildung 5-28 dargestellt.

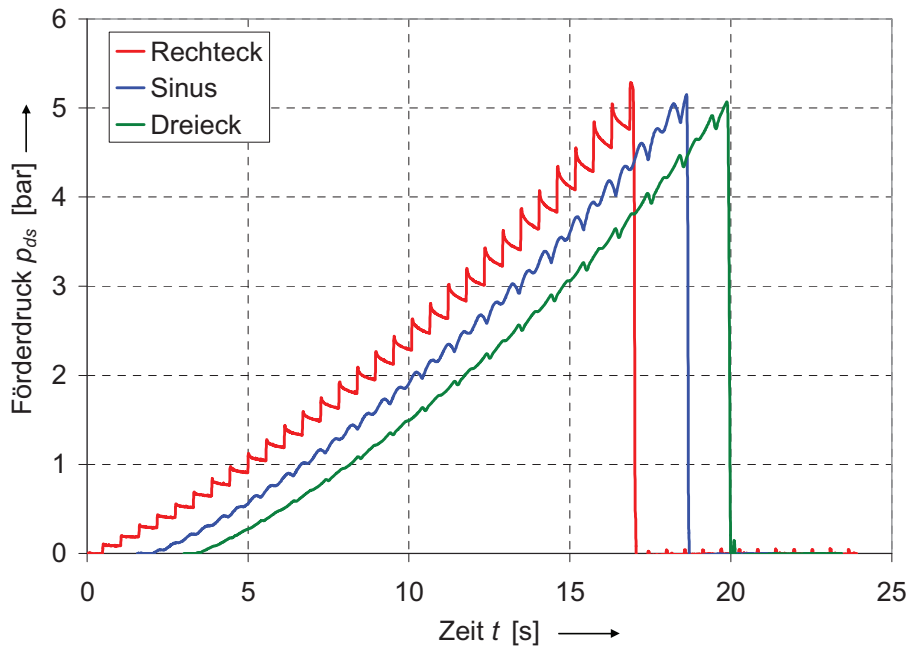


Abbildung 5-28 Förderdruck bei verschlossener Druckleitung (Messung)

Zur besseren Übersicht werden die nacheinander durchgeführten Messungen in ein Diagramm eingetragen und leicht zeitlich versetzt dargestellt. Die Piezodosierpumpe wurde dabei mit Diesel und einer verringerten Förderfrequenz $f_{förd}$ von 1 Hz betrieben.

Bei der Ansteuerung der Piezodosierpumpe mit dem Rechtecksignal zeigt sie ein ähnliches Verhalten wie die elektromagnetisch betriebenen Dosierpumpe. Der Kolben wird stark beschleunigt und besitzt im Verhältnis zu den anderen Ansteuersignalen die höchste Kolbengeschwindigkeit, siehe Kapitel 5.4.2. In den Endlagen verweilt dieser, bis die nächste Bewegung in die andere Endlage beginnt. Die kurzzeitigen und hohen Kolbengeschwindigkeiten bewirken kurzzeitige, hohe Volumenströme, die sprunghafte positive Änderungen des Drucks p_{DS} hervorrufen. Das Verweilen des Kolbens in den Endlagen unterbricht den Volumenstrom, wodurch der Druck p_{DS} auf einem konstanten Niveau verharrt. Dies gilt für einen Druckbereich bis ca. 1 bar. Darüber hinaus beginnt der Druck in den Ruhephasen zu sinken. Ursache hierfür ist der gewebeverstärkte Schlauch, der die Dosierpumpe mit der Druckleitung des Prüfstandes verbindet und sich durch den Druck sichtbar aufweitet. Durch die Aufweitung erhöht sich das druckseitig abgeschlossene Volumen und der Druck verringert sich. Mit steigendem Druck wird der Einfluss der Elastizität größer. Die Aufweitung ist gedämpft, folgt also langsam dem sprunghaft ansteigenden Druck. Gleiches gilt für die verwendeten O-Ringe in der Piezodosierpumpe, welche sich nicht aufweiten, sondern sich in ihren Nuten verschieben. Bei Betrachtung des Pulsationsverhaltens ist das Rechtecksignal am wenigsten geeignet, weil es zu starken, impulsartigen Druck- und Volumenstromanstiegen führt. Geringe Förderfrequenzen sind zu vermeiden, da ansonsten die Förderunterbrechungen in den Endlagen bezogen auf die Förderphasen zu lang ausfallen.

Besser ist die Ansteuerung mit einem Sinussignal. Die harmonische Kolbenbewegung ruft deutlich geringere Druckschwankungen hervor. Entsprechend geringer ist auch die Volumenstrompulsation. Der Kolben verweilt nicht mehr in den Endlagen, wodurch keine

Pausen bei der Förderung auftreten. Durch die Sinusfunktion wird der Kolben vor und nach den Endlagen stetig beschleunigt, die Kolbengeschwindigkeit wird zu den Endlagen hin immer kleiner und besitzt in der Kolbenmittellage ihren Maximalwert. Die Änderungen der Kolbengeschwindigkeit zeigen sich auch im Druckverlauf. Wegen den Elastizitäten lässt sich der sinusförmige Verlauf der Geschwindigkeit auch im Druckverlauf wieder erkennen, siehe Abbildung 5-29. In Verbindung mit dem Ansteuersignal ist auch das Öffnen und Schließen des Kolbenventils erkennbar. Dies wird anhand eines Arbeitsspiels dargestellt. Bedingt durch das lokale Maximum des Ansteuersignals befindet sich der Kolben im Diagramm bei ca. 16,5 s im oberen Totpunkt OT, siehe auch Abbildung 5-13. In dieser Lage ist das Kolbenventil geschlossen (KV zu). Durch die Verringerung des Ansteuersignals bewegt sich der Kolben in Richtung des unteren Totpunktes UT und stößt das im kleineren Hubraum V_{h2} befindliche Fluid in die Druckleitung aus. Nach einem leichten Absinken des Drucks p_{DS} , bedingt durch die Elastizitäten, steigt dieser sinusförmig an und erreicht im UT sein lokales Maximum. Bei der sich anschließenden Bewegung zurück in den OT nimmt der Druck p_{DS} anfangs wieder sinusförmig ab. Im großen Hubraum V_{h1} muss sich erst ein höherer Druck als auf der Druckseite einstellen, damit sich das Kolbenventil öffnet. Dazu muss der Kolben durch seine Bewegung in Richtung OT den Hubraum V_{h1} verkleinern, wodurch der Hubraum V_{h2} gleichzeitig vergrößert wird. Bei einem noch verschlossenen Kolbenventil bedeutet das, dass sich der verschlossene Raum auf der Druckseite vergrößert und der dort herrschende Druck p_{DS} kleiner wird.

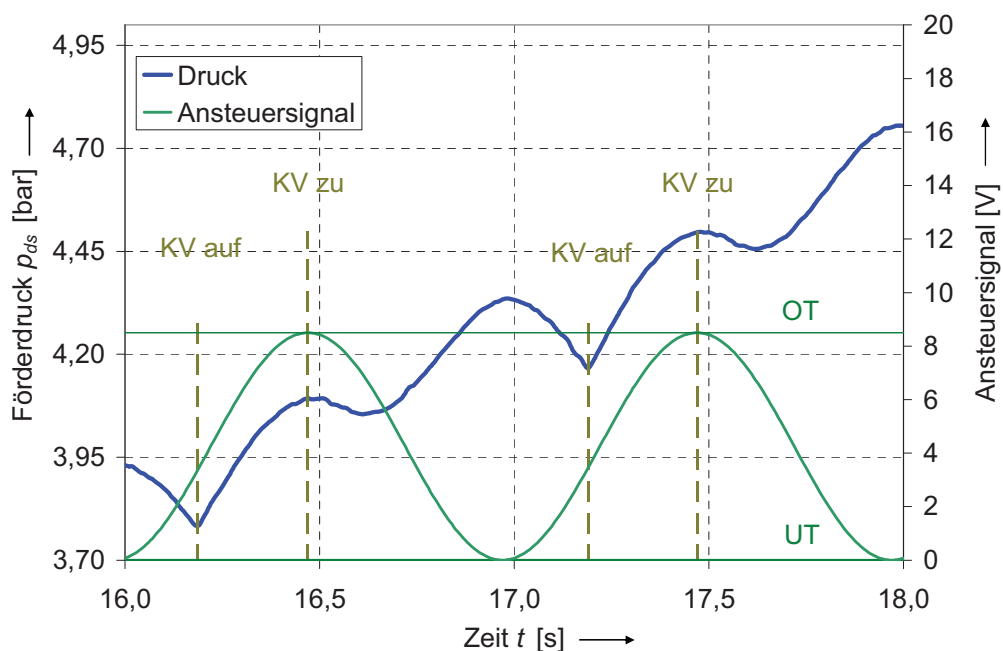


Abbildung 5-29 Vergleich Druckverlauf mit Ansteuersignal (Messung)

Erst wenn der Differenzdruck zwischen den Hubräumen V_{h1} und V_{h2} groß genug ist, um das Kolbenventil zu öffnen, steigt der Druck p_{DS} wieder an. Dies geschieht bei ca. 17,2 s (KV auf). Entsprechend der sinusförmigen Kolbengeschwindigkeit nimmt der Druck p_{DS} auch sinusförmig zu, bis er im OT bei ca. 17,5 s sein nächstes Maximum erreicht. An dieser Stelle ist ein Arbeitsspiel beendet. Durch die elastischen O-Ringe im Hubraum V_{h1} wird

bei steigendem Druck p_{DS} der erforderliche Kolbenweg zum Erreichen des Differenzdrucks immer größer, wodurch die Druck- und Volumenstromschwankungen mit steigendem Druck p_{DS} zunehmen.

Für eine weitestgehend pulsationsfreie Förderung ist ein Dreieckssignal zu bevorzugen. Dies belegt der Förderdruckverlauf in Abbildung 5-28 und die Betrachtung der Ansteuersignale in Kapitel 5.4.2. Bis zu einem Druck p_{DS} von 2 bar lassen sich, verglichen mit den anderen Ansteuersignalen, kaum Druckschwankungen erkennen. Die Geschwindigkeit zwischen den Totpunkten ist nahezu konstant, siehe auch 5.4.2. Der geförderte Volumenstrom und die Druckerhöhung sind sehr gleichmäßig. Leichte Druck- bzw. Volumenstromänderungen ergeben sich in den Totpunkten durch den kurzzeitigen Stillstand des Kolbens und durch die Steuervorgänge der Ventile. Dies gilt insbesondere für das Kolbenventil. Bei größer werdendem Druck p_{DS} werden die vom Kolbenventil hervorgerufenen Druckschwankungen größer, da das Kolbenventil wie bereits beschrieben immer später öffnet und der Hubraum V_{h2} nicht sofort befüllt wird und das im Hubraum V_{h1} überschüssige Fluid in die Druckleitung gefördert wird.

5.7 Entwicklungsverlauf und weiterer Entwicklungsbedarf

Mit dem ersten Funktionsmuster der Piezodosierpumpe wird die Eignung des Funktionsprinzips nachgewiesen. Trotz des sehr kleinen Hubes s von nur 0,05 mm werden ähnliche Förderkennwerte wie bei der elektromagnetisch angetriebenen Dosierpumpe erreicht bzw. diese übertroffen. Nachteilig ist die erheblich aufwendigere elektrische Ansteuerung der Piezodosierpumpe wegen der erforderlichen hohen Spannung. Der erreichte Volumenstrom Q pro Arbeitsspiel bleibt, bedingt durch die unzureichende Kolbenabdichtung, unter dem erwarteten Wert. Eine verbesserte Kolbenabdichtung muss daher das Ziel zukünftiger Entwicklungsschritte sein. Durch eine Reduzierung der vorhandenen Elastizitäten innerhalb der Dosierpumpe wird die Fördercharakteristik positiv beeinflusst. Dies wirkt sich vorrangig auf die Förderdruckstabilität und auch auf den geförderten Volumenstrom Q pro Arbeitsspiel aus. Im Vergleich zur elektromagnetisch betriebenen Dosierpumpe hat sich das Ansaugverhalten bei der Piezodosierpumpe wegen des stark reduzierten Schadraums V_s deutlich verbessert. Der größte Vorteil liegt aber in der Möglichkeit die Kolbenbewegung einfach durch verschiedene Ansteuersignale einzustellen und damit direkt auf das Förderverhalten einzuwirken. So kann die Pulsation der Piezodosierpumpe durch eine Ansteuerung mit einem Sinus- oder Dreieckssignal und später optimiertem Signal zum Vergleich zur elektromagnetisch angetriebenen Dosierpumpe deutlich reduziert werden. Bei dieser Hubkolbenpumpe stellt sich insbesondere bei der Verwendung des Dreieckssignals eine nahezu pulsationsfreie Förderung bei niedrigen Förderdrücken ein. Der Kolben besitzt bei diesem Ansteuersignal zwischen den Endlagen eine konstante Geschwindigkeit und verweilt nicht in ihnen, weshalb eine pulsationsarme Förderung auch bei sehr niedrigen Förderfrequenzen möglich ist.

6 Vergleich der Antriebskonzepte

Die beiden gezeigten Dosierpumpentypen arbeiten nach demselben Förderprinzip. Es kommt jeweils ein Stufenkolben zum Einsatz, der eine Doppelhubcharakteristik mit nur zwei Ventilen ermöglicht. Sie unterscheiden sich durch den Antrieb des Kolbens. Teilweise ergeben sich prinzipbedingt sehr unterschiedliche Eigenschaften.

Eine der wichtigsten Eigenschaft einer Hubkolbenpumpe ist die Größe des Hubes, der bei beiden Dosierpumpen unterschiedlich ist. Der Hub der piezoelektrischen Dosierpumpe beträgt nur 0,05 mm. Das entspricht einem Fünftel des Hubes der elektromagnetisch angetriebenen. Der Grund liegt im sehr kleinen Hub, den der Piezostapeltranslator erzeugen kann. Die Kolbendurchmesser der piezoelektrischen Dosierpumpe wurden entsprechend vergrößert, um ähnlich große Hubvolumen wie bei der elektromagnetisch angetriebenen Dosierpumpe zu erhalten. Die Fördereigenschaften beider Antriebskonzepte lassen sich wegen der gleichen Förderfrequenz und dem annähernd gleichen Volumenstrom miteinander vergleichen. Bei der piezoelektrischen Dosierpumpe konnte der geforderte Fördervolumenstrom nicht erreicht werden. Die Ursachen sind bekannt und mögliche Maßnahmen zur Verbesserung werden diskutiert.

Der Piezostapeltranslator erzeugt zwar nur sehr kleine Hübe, kann aber sehr hohe Kräfte erzeugen. Höhere Antriebskräfte lauben höhere Förderdrücke. Dies zeigt das erste Funktionsmuster bereits eindrucksvoll. So ist ein rechnerisch maximaler Förderdruck von 21 bar möglich, wobei die Begrenzung durch die zulässige Zugkraft des Stapeltranslators bedingt ist. Mit einem anderen konstruktiven Aufbau sind noch deutlich höhere Drücke zu erreichen. Die elektromagnetisch angetriebene Dosierpumpe erreicht dagegen maximal 6 bar. Verglichen mit anderen Hubkolbenpumpen mit magnetischem Antrieb und gleicher Leistungsaufnahme stellt dies dennoch einen Spitzenwert dar. Durch die Kombination von magnetischem Anker und hydraulischem Kolben, ist die erzeugbare magnetische Kraft durch die geometrische Auslegung des Kolbens begrenzt.

Letzteres bedeutet aber auch, dass die Werkstoffauswahl bei der elektromagnetischen Dosierpumpe entscheidend ist. Es kommen nur weichmagnetische Werkstoffe für den Kolben und die Kolbenführung in Frage. Diese Bauteile kommen auch mit dem zu fördernden Medium in Berührung. Weichmagnetische Werkstoffe besitzen nur eine eingeschränkte Medienverträglichkeit, weshalb nur bestimmte Flüssigkeiten gefördert werden können. Eine Verbesserung der Medienbeständigkeit ist durch eine funktionale Oberflächenbeschichtung möglich. Durch die gegebene funktionale Trennung von Antrieb und Förderung bei der piezoelektrischen Dosierpumpe gibt es hier keine Einschränkung bei der Auswahl des Werkstoffes. Dieser muss lediglich den Festigkeitsansprüchen genügen. Darüber hinaus ist es bedingt durch den sehr geringen Hub verhältnismäßig

einfach eine hermetisch dichte Dosierpumpe zu realisieren. Dies wäre z.B. bei der Verwendung einer metallischen Membran der Fall.

Tabelle 9 Vergleich der beiden umgesetzten Antriebskonzepte

	Elektromagnetische Dosierpumpe	Piezodosierpumpe
Hub s [mm]	0,25	0,05
Ø großer Kolben D_{K1} [mm]	6	14
Hubraum V_{h1} [mm ³]	7,08	7,70
Ø kleiner Kolben D_{K2} [mm]	4	9
Hubraum V_{h2} [mm ³]	3,14	3,85
Nennförderstrom [ml/h] bei Förderfrequenz [Hz]	630 50	630 50
Max. Förderdruck [bar]	6	21
Antriebskraft für Kolben	einseitig mit Federrückstellung	beidseitig
Werkstoffauswahl	weichmagnetisch	relativ frei (Festigkeit)
Medienbeständigkeit	beschränkt	werkstoffabhängig
Steuerbarkeit	Frequenz	Frequenz, Bewegung des Vor- und Rückhub
Dichtheit	Kolben, Zylinder medienberührend	hermetisch dichte Ausführung möglich
Pulsation	gering	sehr gering
Aufwand Ansteuerung	gering (8V Rechtecksignal)	hoch (1100 V Hochspannung)
Kosten	gering	hoch (Faktor 30)

Bei der Wirkrichtung der Antriebskraft für den Kolben zeigt sich ein weiterer Unterschied. Die elektromagnetische Antriebskraft erzeugt nur die Bewegung in eine Richtung, die Rückbewegung erfolgt durch eine zuvor vorgespannte Druckfeder. Die Bewegungsabläufe des Vor- und Rückhubes sind nur aufwendig zu beeinflussen. Eine Steuerung der Dosierpumpe bzw. der Kolbenbewegung ist im Allgemeinen nur über die Ansteuerfrequenz möglich. Durch die Doppelhubcharakteristik ist die Pulsation des Förderstromes als gering im Vergleich zu einfach wirkenden Hubkolbendosierpumpen einzuschätzen. Die elektromagnetisch betriebene Dosierpumpe ist aber durch die relativ schnellen und kurzzeitigen Kolbenbewegungen mit anschließenden Ruhephasen in den Endlagen mit Unstetigkeiten bei der Förderung behaftet. Anders verhält es sich bei der piezoelektrischen Dosierpumpe. Hier lässt sich der Vor- und Rückhub durch den Piezostapeltranslator ohne Pausen definieren. Durch die lineare Abhängigkeit zwischen

der angelegten elektrischen Spannung und dem Stellweg ist eine geführte Bewegung für den Vor- und Rückhub möglich. Die Bewegung des Kolbens kann so beeinflusst werden, dass es zu keinen Ruhephasen in den Endlagen kommt. Eine nahezu konstante Förderung ist das Ergebnis. Darüber hinaus ist die Ansteuerfrequenz ebenfalls variabel einstellbar.

Die Ansteuerung der piezoelektrischen Dosierpumpe ist entsprechend aufwendig. Zum einen muss für den verwendeten Stapeltranslator eine Spannung von bis zu 1100 V bereitgestellt werden. Zum anderen ist es vorteilhaft, wenn die Spannung einem stetigen Eingangssignal folgt, also es sich bei der Hochspannungsquelle um einen Analogverstärker oder einen Digitalverstärker mit stetigem Ausgangssignal handelt. Die Ansteuerung der elektromagnetischen Dosierpumpe ist dagegen denkbar einfach, hier genügt es eine Gleichspannung von ca. 8 V entsprechend der Ansteuerfrequenz periodisch ein- und auszuschalten.

Die Piezodosierpumpe kostet trotz des einfacheren Aufbaus und der geringeren Teileanzahl in etwa das Dreißigfache der elektromechanischen. Der Piezostapeltranslator und die erforderliche Hochspannungsansteuerung stellen 80% der Gesamtkosten dar. Der höhere Preis wird aber durch die gegebenen Vorteile bei der Förderung gerechtfertigt. Sie eignet sich daher für Anwendungen, bei denen nicht der Preis sondern die ausgezeichneten Fördereigenschaften im Vordergrund stehen. Eine preiswertere Alternative mit reduzierten Fördereigenschaften bietet die elektromagnetische Dosierpumpe.

7 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit beschreibt die Entwicklung von zwei unterschiedlichen Antriebskonzepten für eine Dosierpumpe mit Hubkolben. Die Dosierpumpe eignet sich wegen ihres Förderprinzips zum pulsationsarmen Fördern und Dosieren von kleinen Flüssigkeitsmengen auch bei relativ hohen Förderdrücken. Ein mögliches Einsatzgebiet stellt die Dosierung und Förderung von Kraftstoffen bei Stand- und Zuheizungen für Kraftfahrzeuge dar. Aus diesem Anwendungsfall ergeben sich weitere sehr anspruchsvolle Anforderungen wie: garantierte Funktion in einem Temperaturbereich von -40 bis +80°C, Verträglichkeit gegenüber verschiedenen Kraftstoffen, geringe elektrische Leistungsaufnahme, geringe Baugröße und andere allgemeine Anforderungen der Automobilindustrie.

Die eingehende Analyse und Bewertung von möglichen Antriebskonzepten ist die Voraussetzung für die zielgerichtete Entwicklung. Verglichen wurden eine elektromagnetisch und piezoelektrisch angetriebene Variante.

Das entwickelte Förderprinzip der Dosierpumpe ermöglicht eine Förderung und Dosierung von kleinen Flüssigkeitsmengen. Das geförderte Volumen pro Hub ist deutlich kleiner als bei den bekannten elektromagnetischen Dosierpumpen. Der größte Vorteil liegt in der Doppelhubcharakteristik mit nur einem bewegten Kolben und zwei Ventilen. Dadurch wird sowohl bei der Vor-, als auch bei der Rückbewegung, ein Teilvolumen gefördert. Durch den Wegfall des ansonsten üblichen Ansaughubes, bei dem keine Förderung der Dosierpumpe erfolgt, verringert sich die Pulsation der Dosierpumpe gravierend.

Für den elektromagnetischen Antrieb werden drei Optimierungsschritte beschrieben. Bei der Optimierung geht es in erster Linie um die Erhöhung der erzeugten magnetischen Kraft. Ziel ist es damit die Fördereigenschaften und den Wirkungsgrad der Dosierpumpe zu verbessern. Mit einer größeren magnetischen Kraft, die auf den Kolben wirkt, kann ein höherer Förderdruck erreicht werden. Durch die gezeigte Optimierung des magnetischen Kreises ist es gelungen die wirkende magnetische Kraft deutlich zu erhöhen, ohne dabei die elektrische Leistungsaufnahme zu erhöhen. Für die Optimierung werden Simulationsrechnungen und auch Messungen verwendet. Durch Geometrieänderungen und verschiedene Werkstoffe für den magnetischen Kreis wurde eine schrittweise Verbesserung erzielt. Die letzte Entwicklungsstufe erzeugt mit einer elektrischen Leistungsaufnahme von rund 3 W einen Fördervolumenstrom von 630 ml/h bei einer Förderfrequenz von 50 Hz und einem Förderdruck von 5 bar.

Für die Funktion der Dosierpumpe spielen die erforderlichen Steuerorgane eine wichtige Rolle. Es kommt bei der elektromagnetisch angetriebenen Pumpe ein Plattenventil auf der Saugseite und ein Kugelventil im Kolben zum Einsatz. Das Plattenventil ist bedingt durch

den Aufbau und die Funktionsweise anspruchsvoller als das Kugelventil in Hinblick auf Gestaltung und Auslegung. Das Plattenventil ist ebenfalls Gegenstand der vorliegenden Arbeit. Es werden die fluidischen Eigenschaften untersucht. Die erkannten Schwachstellen konnten durch konstruktive Änderung zum Teil beseitigt werden. Da für die verwendeten Plattenventile keine Erfahrungen über deren Dauerfestigkeit vorlagen, wurden an fünf identischen Ventilen Dauerlaufversuche durchgeführt. Das Ergebnis war, dass nach einer Betriebszeit von 5000 h keines der Ventile Ausfallerscheinungen zeigt.

Die piezoelektrisch angetriebene Dosierpumpe ist eine Alternative zur elektromagnetischen. Sie ist zwar deutlich teurer als die elektromagnetische, besitzt aber entscheidende Vorteile bei der Förderung und Dosierung. Das erste aufgebaute Funktionsmuster zeigt dies ohne Optimierung bereits eindrucksvoll. Es dient zum Nachweis einer wirksamen Förderung trotz des sehr kleinen Kolbenhubes von nur 0,05 mm.

Die gestellten Ziele hinsichtlich des zu fördernden Volumenstromes konnten noch nicht erreicht werden, was durch verschiedene Messreihen bestätigt wurde. Die Gründe dafür sind aber erkannt und können durch eine Weiterentwicklung beseitigt werden. Trotz dieses Nachteils bietet dieses Antriebskonzept deutlich Vorteile. Die Auslenkung des Piezostapeltranslators, und damit die Bewegung des Kolbens, ist direkt von der angelegten Betriebsspannung am Translator abhängig. Somit lässt sich mit einer Steuerung bzw. Regelung des Kolbenwegs bzw. der Kolbengeschwindigkeit für den Vor- und Rückhub ein definiertes Förderverhalten einstellen. Die vorgenommenen Geschwindigkeitsmessungen mit einem Laservibrometer bestätigen dies. Die Geschwindigkeit zwischen den Kolbenendlagen kann so nahezu konstant gehalten werden, wodurch eine deutlich pulsationsärmere Förderung realisierbar ist. Messungen mit unterschiedlichen Ansteuersignalen bestätigen diesen Sachverhalt.

Ein weiterer Vorteil ist die hohe erzeugbare Kraft beim Piezostapeltranslator. Sie ist im Vergleich zur elektromagnetischen um den Faktor 25 höher. Entsprechend groß ist auch das Potential einen großen Förderdruck zu erreichen. Beim Funktionsmuster ist, bedingt durch die Konstruktion, die Kraft begrenzt. Der maximale Förderdruck beträgt im Augenblick 21 bar. Auch an dieser Stelle können durch eine konstruktive Überarbeitung deutlich höhere Drücke erreicht werden.

Beim Werkstoff entfallen die magnetischen Anforderungen. Somit ist es möglich für die Komponenten, die mit dem zu fördernden Medium in Berührung kommen, inerte Werkstoffe auszuwählen und damit eine Pumpe zu fertigen, die auch chemisch aggressive Medien fördern und dosieren kann.

Insgesamt wurden für die beiden untersuchten Antriebskonzepte die Potenziale aufgezeigt. Durch eine konsequente Weiterentwicklung können diese erfolgreich umgesetzt werden. Die Dosierpumpen besitzen Fördereigenschaften, die sie für viele Anwendungen geeignet machen. Sie sind nicht nur, wie angeführt, im Automobilsektor einsetzbar, sondern können in der Chemie-, Verfahrens-, Bio- und Medizintechnik eingesetzt werden.

8 Summary

This dissertation describes the development of two different propulsion concepts for a metering-piston pump.

A dosing pump is a device that is able to convey and dispense small quantities of liquid nearly free of pulsation, even at a relatively high pressure. One example of an application is the dosage and delivery of fuel in independent vehicle heaters. However, this kind of usage requires a pump which guarantees operation in a wide temperature range from -40 to +80 °C, a compatibility with different fuels, a design for low power consumption, a small size and various additional general requirements of the automotive industry.

A wide range of propulsion concepts has been analysed and evaluated. Out of these, two types are selected and tested: an electromagnetic and a piezoelectric driven prototype. The volume of fluid per stroke conveyed by the metering piston pump's is significantly smaller than that of the commercially distributed electromagnetic metering piston pumps. The real benefit is the double stroke characteristic, realized with only one moving piston and two valves, which means that liquid is being delivered during the forward and reverse movements of the piston. The achievement in the aforesaid concept is that the pulsation of the metering piston pump was been reduced considerably.

Three optimization steps were performed for the electromagnetic actuator. The first goal of optimization is to increase the generated magnetic force, in order to improve the electromagnetic drive and efficiency of the dosing pump. With a higher magnetic force a higher pressure is generated. The optimization of the magnetic circuit results in a significant increase of the magnetic force without increasing the power consumption.

Simulation and measurement of the electromagnetic circuit were used for optimization. Using an improved geometry and special materials for the magnetic circuit, a continuous improvement has finally resulted in a 50 Hz piston oscillating a flow rate of 630 ml/hr and a pressure up to 5 bar, having electrical power consumption of approximately 3 W.

However, the critical issue in operating a metering piston pump are the integrated valves. On the suction side of the electromagnetically driven pump a plate-valve and in the piston a ball-valve are used. The plate-valve is, due to it's design and operation, more complex than the ball-valve. The fluidic and mechanical properties of the plate-valve are investigated.

The piezoelectric pump is a more expensive alternative having decisive advantages in delivery and dosage of fuels. Already the first prototype delivered impressive results without any further optimization. An effective delivery could be realized with a stroke of only 0.05 mm.

However the flow rate required could not be achieved. This was demonstrated by various measurements. The reasons were identified and may be eliminated in a further

development effort. Nevertheless, the technical concept shows clear advantages. The elongation of the piezo actuator and thus the movement of the piston is proportional to the supplied operating voltage. A regulation of the piston movement is possible and therefore the fluidic flow can easily be controlled. The velocity of the moving piston was measured with a laser vibrometer, in order to confirm the simulations. The speed of the piston can be kept almost constant between the two endpoints and a delivery nearly free of pulsation is possible. Measurements with different control-signals have been confirming the aforesaid.

Yet another advantage is the high strength generated force of the piezo actor. Compared to the electromagnetic force it is more than 25 times stronger and accordingly there is a potential to reach high pressure levels. In the prototype, the force was limited due to design. The maximum pressure, which has been achieved at the moment, is 21 bar. Another redesign may potentially increase the pressure even further. The more independent in this concept, there is a chance at using variable materials, enabling a metering pump for the use in chemically aggressive substances.

The two propulsion pumps are suitable for a wide range of applications, not only in the automotive sector, but also in the chemical, process and bio-medical products and processes.

9 Quellen

9.1 Literaturangaben

- [Ansys] ANSYS Documentation. ANSYS Incorporated, Canonsburg, 2005
- [Mineral] Große, L.: Arbeitsmappe für Mineralölingenieure. 2.unveränderte Auflage, VDI Verlag, Düsseldorf 1962
- [Barten] Barten, S.: Entwicklung einer elektromagnetisch angetriebenen Dosierpumpe der „Zentifluidtechnik“. Dissertation, Universität Rostock, Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik, Rostock, 2009
- [Böge] Böge, A.: Das Techniker Handbuch. Vieweg Verlag, Braunschweig/Wiesbaden, 1999
- [Bohn] Bohn, Th. (Hrsg.): Teil 1. Hubkolbenpumpen und -verdichter, Dreh-Kreiskolbenmaschinen, Schraubenmaschinen. Technischer Verlag Resch, Verlag TÜV Rheinland, Köln, 1985
- [Brügmann] Brügmann, G.: Schrauben- und Tellerfedern im Werkzeug- und Maschinenbau. Fachbuchverlag GmbH Leipzig, 1953
- [Ebert] Ebertshäuser, H. / Helduser, S.: Fluidtechnik von A bis Z. Vereinigte Fachverlage, Mainz, 1995
- [Furusawa] Furusawa, H. / Suzumori, K. / Kanda, T. / Yamada, Y.: Micro linear Pump with built in electromagnetic actuator realizing big flow volume and small pump volume. Graduate School of Natural Science and Technology, Okayama University, Okayama, Japan, aus Actuator 2006 Bremen
- [Isermann] Isermann, R. (Hrsg.) 1999: Mechatronische Systeme Grundlagen. 1. korrigierter Nachdruck - Studienausgabe, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1999
- [Jendritza] Jendritza, D. J. / 16 Mitautoren: Technischer Einsatz neuer Aktoren. Expert Verlag, Renningen-Malmsheim, 1995
- [Kall] Kallenbach, E.: Elektromagnete. Teubner Verlag, Stuttgart, 1994
- [Krumeich] Krumeich, P.: Polymere Dichtungswerkstoffe. 1. Auflage, Resch Verlag, München, 1988
- [Kuch] Kuchling, H.: Taschenbuch der Physik. Fachbuchverlag Leipzig, 1996
- [Kütt] Küttner, K.-H.: Kolbenmaschinen. Teubner Verlag, Stuttgart, 1984
- [Linsmeier] Linsmeier, K.-D.: Elektromagnetische Aktoren. Verlag Moderne Industrie, Landsberg/Lech, 1995
- [Meissner] Meissner, M. / Wanke, K.: Handbuch Federn - Berechnung und Gestaltung im Maschinen- und Gerätebau. 2. bearbeitete Auflage, Verlag Technik GmbH Berlin, München, 1993

- [Müller] Müller, G. (Hrsg.), Groth C. 1997: FEM für Praktiker, Die Methoden der Finiten Elemente mit dem FE-Programm ANSYS. 3. völlig neubearbeitet Auflage, Expert Verlag, Renningen, 1997
- [Murrenhoff] Murrenhoff, H. (Hrsg.) 2002: Servohydraulik. 2. überarbeitete Auflage 2002, Shaker Verlag, Aachen, 2002
- [Murrenhoff] Murrenhoff, H. (Hrsg.) 2005: Grundlagen der Fluidtechnik Teil 1: Hydraulik. 4. neu überarbeitet Auflage, Shaker Verlag, Aachen, 2005
- [Mühl] Mühl, T.: Einführung in die elektrische Messtechnik. Teubner Verlag, Stuttgart, 2001
- [Nguy] Nguyen, N.-T.: Mikrofluidik Entwurf, Herstellung und Charakterisierung. Teubner Verlag, Wiesbaden, 2004
- [Paland] Paland, E.-G. (Chefred.) 2002: Technisches Taschenbuch. 7. veränderter Nachdruck, INA-Schaeffler KG, Herzogenaurach, 2002
- [Presch] Prescher, K.: Vorlesungsskript Kraft- und Arbeitsmaschinen. Universität Rostock, Institut für Energie- und Umwelttechnik, 2001
- [Schmitt] Schmitt, W.: Kunststoffe und Elastomere in der Dichtungstechnik. Kohlhammer Druckerei, Stuttgart, Berlin, Köln, Mainz, 1987
- [Tietze] Tietze, W.: Handbuch Dichtungspraxis. Vulkan-Verlag, Essen, 1998

9.2 Allgemein verwendete Literatur (nicht im Text angeführt)

- Cassing, W.: Elektromagnetische Wandler und Sensoren. Expert Verlag, 1989
- Steinhilper, W. / Röper, R.: Maschinen- und Konstruktionselemente 3. Springer-Verlag, Berlin, 1994
- Pohlens, W.: Pumpen für Flüssigkeiten und Gase. 1. Auflage, VEB Verlag Technik, Berlin, 1983
- Prager, R.: Technisches Handbuch Pumpen. Herausgegeben von der Abteilung Werbung und Messen des VEB Kombinat Pumpen und Verdichter, VEB Verlag Technik Berlin, 1987
- Vetter, G.: Leckfreie Pumpen, Verdichter und Vakuumpumpen. Vulkan-Verlag, Essen, 1998
- Vetter, G.: Pumpen. 2. Ausgabe, Vulkan-Verlag, Essen, 1992

9.3 Firmen

- [1] Ansys, www.ansys.com
- [2] Siemens, www.siemens.de
- [3] Infineon, www.infineon.com
- [4] Maxim, www.maxim.com
- [5] Vacuumschmelze GmbH & CO. KG, www.vacuumschmelze.de
- [6] PI Ceramic GmbH, www.pi-ceramic.de

- [8] Atmel, www.atmel.com
- [9] Gutekunst Federn, www.gutekunst-federn.de
- [10] Polytec GmbH, www.polytec.de
- [11] National Instruments, www.ni.com

10 Abbildungs- und Tabellenverzeichnis

10.1 Abbildungen

Abbildung 1-1 Gliederung	2
Abbildung 2-1 Kolbendosierpumpe, Quelle: Thomas Magnete.....	4
Abbildung 2-2 Energiefluss	5
Abbildung 2-3 Kurbeltrieb	6
Abbildung 2-4 Weg-, Geschwindigkeitsverlauf des Kurbeltriebs mit $\lambda_s=0,5$	7
Abbildung 2-5 Minipumpe, Quelle: [Furu]	8
Abbildung 2-6 Aufbau der "Minipumpe".....	9
Abbildung 2-7 Gemessene Kolbenkraft, Quelle: [Furu]	9
Abbildung 2-8 Reluktanzantrieb	10
Abbildung 2-9 Antrieb mit Druckenergie.....	12
Abbildung 2-10 Kubisch-raumzentrierte ($T>T_C$) und tetragonale ($T<T_C$) Elementarzelle...	15
Abbildung 2-11 Links: spontane Polarisation, rechts: Polung durch elektrisches Feld.....	15
Abbildung 3-1 Schema Standheizung, Quelle: Webasto AG	17
Abbildung 3-2 Zu berücksichtigende Entwicklungsschwerpunkte.....	19
Abbildung 3-3 Filter.....	19
Abbildung 3-4 Druckaufbau mit/ohne Dichtung (Messung)	20
Abbildung 3-5 Statische Abdichtung	22
Abbildung 4-1 Dosierpumpe Variante 2	23
Abbildung 4-2 Pumpenschema	24
Abbildung 4-3 Arbeitsphasen	25
Abbildung 4-4 Schnittbild Dosierpumpe V.2	27
Abbildung 4-5 Messergebnisse Dosierpumpe V.1.....	28
Abbildung 4-6 Ansteuerimpulsform	30
Abbildung 4-7 Dosierpumpensteuergeräte.....	31
Abbildung 4-8 Bedienoberfläche der Pumpensteuerung	31
Abbildung 4-9 Schaltplan Dosierpumpensteuergerät	32

Abbildung 4-10 Magnetkreis	34
Abbildung 4-11 Spule.....	34
Abbildung 4-12 Wicklungsarten einer Drahtspule.....	35
Abbildung 4-13 Nichtlineare Werkstoffkennlinien, Quelle: Vacuumschmelze [5]	36
Abbildung 4-14 Schnittbild Dosierpumpe V.1	37
Abbildung 4-15 Flächenmodell DP V.1	38
Abbildung 4-16 Vernetzung DP V.1	38
Abbildung 4-17 Weg-Kraft-Kennlinie DP V.1 $I=1$ A (Simulation).....	39
Abbildung 4-18 Feldlinien DP V.1	40
Abbildung 4-19 Kontur- und Vektordarstellung der Felddichte H DP V.1.....	41
Abbildung 4-20 Kontur- und Vektordarstellung der Flussdichte B DP V.1	42
Abbildung 4-21 Distanzscheibe (rot) DP V.1	43
Abbildung 4-22 Weg-Kraft-Kennlinie hubkorrigiert DP V.1 (Simulation)	44
Abbildung 4-23 Kolbenschnitt	44
Abbildung 4-24 Dosierpumpe V.2	45
Abbildung 4-25 Feldlinien DP V.2	46
Abbildung 4-26 Kontur- und Vektordarstellung der Felddichte H DP V.2.....	46
Abbildung 4-27 Kontur- und Vektordarstellung der Flussdichte B DP V.2	47
Abbildung 4-28 Vergleich Magnetkraft DP V.1 und DP V.2 (Simulation)	48
Abbildung 4-29 Dosierpumpe V.3	49
Abbildung 4-30 Feldlinien DP V.3	50
Abbildung 4-31 Kontur- und Vektordarstellung der Felddichte H DP V.3.....	50
Abbildung 4-32 Kontur- und Vektordarstellung der Flussdichte B DP V.3	51
Abbildung 4-33 Vergleich Magnetkraft DP V.1, V.2, V.3 (Simulation).....	52
Abbildung 4-34 Messung Magnetkraft DP V.3.....	53
Abbildung 4-35 Gemessene Magnetkraft DP V.3.....	53
Abbildung 4-36 Vergleich Messung und Simulation DP V.3	54
Abbildung 4-37 Messaufbau Laservibrometer.....	55
Abbildung 4-38 Messung Kolbengeschwindigkeit DP V.3	56
Abbildung 4-39 Vergleich der gemessenen Stromverläufe.....	57
Abbildung 4-40 Plattenventil in Einbaulage	59
Abbildung 4-41 Variation der Ventilgeometrie	60
Abbildung 4-42 FEM-Simulation (Verschiebung).....	61
Abbildung 4-43 Messaufbau und Funktionsweise des Triangulationssensors	62
Abbildung 4-44 Vergleich Messung und Simulation	62
Abbildung 4-45 Plattenventil aus einer Kupfer-Beryllium-Legierung	63
Abbildung 4-46 Ventilkennlinien des Plattenventils bei 20 °C (Messung)	64

Abbildung 4-47 Kennlinien Leckvolumenstrom in Sperrrichtung (Messung)	65
Abbildung 4-48 Plattenventil mit PTFE-Beschichtung (Messung)	66
Abbildung 4-49 Prüffeld Ventillebensdauer	67
Abbildung 4-50 Prüfstand für kleine fluidische Aktoren	68
Abbildung 4-51 Gegendruckvariation V.3 (Messung)	69
Abbildung 5-1 Piezodosierpumpe	71
Abbildung 5-2 Ventile	72
Abbildung 5-3 Piezostapeltranslator bei Geschwindigkeitsmessung	77
Abbildung 5-4 25 Hz Rechtecksignal (Messung)	78
Abbildung 5-5 25 Hz Dreiecksignal (Messung)	78
Abbildung 5-6 25 Hz Sinussignal (Messung)	79
Abbildung 5-7 Eigenfrequenzen	80
Abbildung 5-8 Messung der Kolbengeschwindigkeit	80
Abbildung 5-9 Gemessene Sprungantwort vom Piezoaktor und Kolbenantrieb	81
Abbildung 5-10 Funktionsmuster Piezodosierpumpe	82
Abbildung 5-11 Pumpenschema	83
Abbildung 5-12 Druckverluste	85
Abbildung 5-13 Schadraum	87
Abbildung 5-14 O-Ringnut a) drucklos	88
Abbildung 5-15 p,V-Diagramm, prinzipiell	90
Abbildung 5-16 p,V-Diagramm	92
Abbildung 5-17 Vergleich der Prozesse mit unterschiedlichem Schadraum V_s	93
Abbildung 5-18 Kegelsitzventil	95
Abbildung 5-19 Ventilsitz	95
Abbildung 5-20 Kegelsitzventil in Durchlassrichtung (Messung)	96
Abbildung 5-21 Geschwindigkeitsprofil Kegelsitzventil	97
Abbildung 5-22 Druckprofil Kegelsitzventil	98
Abbildung 5-23 Volumenstromkennlinie (Messung)	99
Abbildung 5-24 Piezodosierpumpe mit und ohne Membran	101
Abbildung 5-25 Volumenstromkennlinie mit Membran (Messung)	101
Abbildung 5-26 Förderdruck-Volumenstromkennlinie (Messung)	103
Abbildung 5-27 Ansaugdruckkennlinie (Messung)	105
Abbildung 5-28 Förderdruck bei verschlossener Druckleitung (Messung)	106
Abbildung 5-29 Vergleich Druckverlauf mit Ansteuersignal (Messung)	107

10.2 Tabellen

Tabelle 1 Bewertungsmatrix.....	13
Tabelle 2 Angestrebte Dosierpumpenparameter.....	18
Tabelle 3 Zeitlicher Vergleich der Kolbenbewegungen.....	58
Tabelle 4 Geometrische Größen.....	74
Tabelle 5 Daten des Stapeltranslators P-010.40 H	76
Tabelle 6 Eigenfrequenzen	82
Tabelle 7 Schadraum.....	89
Tabelle 8 Förderkennwerte	104
Tabelle 9 Vergleich der beiden umgesetzten Antriebskonzepte	110

Selbstständigkeitserklärung

Hiermit versichere ich an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit, mit Ausnahme der erwähnten Hilfen selbstständig durchgeführt habe.

Rostock, April 2010

Arne Sommerfeld